

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

Зменшення вібрацій при обробці нежорстких деталей

Автор Левочко Олександр Сергійович

Н.кер. Медведєв В.В.

2019

I. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ТА ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМ

1.1 Загальна характеристика

Забезпечення заданої точності деталі є головна вимога до технологічного процесу. Під точністю обробки розуміють ступінь відповідності виготовлених деталей вимогам креслення та технічним умовам. Точність деталі складається з точності виконання розмірів, форми, відносного положення поверхонь деталі і шорсткості поверхонь. Під точністю форми поверхні розуміють ступінь відповідності її розмірів в осьовому і поперечному перетинах геометричній формі. При розробці технологічного процесу виготовлення деталі, для забезпечення необхідної точності обробки, доводиться враховувати наступні причини, що викликають похибки обробки:

1. Методичні похибки.

- Похибки схеми обробки.
- Похибки базування деталі для обробки.
- Похибки методу обробки.

2. Похибки неточної установки заготовки.

- Похибки зсуву осі заготовки від похибки форми базової поверхні.
- Похибки від зсуву із-за наявності посадочних зазорів.
- Похибки від зсуву силами закріплення.

3. Похибки настройки верстата на розмір.

- Похибки від неточності вимірювальних засобів при контролі деталей.
- Похибки від наявності регулювальних зазорів в ТОС.
- Похибки втрати базових нулів, як зсув осі настройки за часом.

4. Похибки механічної обробки.

- Похибки неточності роботи верстата.
- Похибки пристосувань.
- Похибки неточності виготовлення мірного ріжучого інструменту.

- Похибки зносу ріжучого інструменту.
- Похибки від пружних деформацій ТОС силами різання.
- Похибки від температурних деформацій ТОС.
- Похибки від вібрацій при механообробці.

Одна з найважливіших вимог, що пред'являються до механічної обробки (як і до інших видів обробки на металоріжучих верстатах), — досягнення заданої точності оброблюваних деталей, яка характеризується чотирма показниками [6]: 1) точністю розміру поверхонь; 2) розташуванням однієї поверхні щодо іншої; 3) геометричною формою; 4) шорсткістю поверхні.

Навантаження що виникають при різанні металу сприймаються, з одного боку, інструментом і пристосуванням для його кріплення, а з іншого - деталлю і пристосуванням для її установки і кріплення. Виникаючі навантаження передаються пристосуваннями на вузли і механізми верстата.

Утворюється замкнута система: **верстат - пристосування - інструмент - деталь.**

В процесі обробки деталі сила різання не залишається постійною через зміни перетину зрізу, припуску на обробку, нерівномірності механічних властивостей матеріалу оброблюваної деталі і режиму обробки. До зміни сили різання призводять також затуплення і знос ріжучого інструменту, наростообразование і ряд інших чинників. Під дією змінюються сил різання і тертя елементи системи деформуються, змінюючи тим самим умови різання, тертя і умови роботи двигуна.

Характер зміни умов обробки деталі залежить від жорсткості системи, т.б. Здібності перешкоджати переміщенню її елементів при впливі на них навантажень. Жорсткість є одним з основних критеріїв працездатності верстата і його точності під навантаженням. Коливання або вібрації при різанні можна розділити на два види:

- вимушені, коли причиною коливань є періодично діючі сили;
- автоколебання, що виникають без впливу періодичних сил.

Виникаючими силами вимушених коливань можуть бути:

- невіднозначені частини верстата (шків, зубчасті колеса, вали);

- дефекти в передавальних ланках, неврівноваженість оброблюваної деталі або нерівномірний припуск на обробку та інші фактори. Основними джерелами виникнення автоколивань є зміна сил різання внаслідок неоднорідності механічних властивостей оброблюваного матеріалу;
- поява змінної сили різання за рахунок зриву наростів; зміна сил тертя на поверхнях інструменту через зміну швидкості різання в процесі роботи;

Вібрації погіршують якість обробленої поверхні (рис. 83), підвищують знос інструменту і верстата, призводять до разрегулювання з'єднань в верстаті і пристосувань. Сильні вібрації змушують знижувати продуктивність процесу різання, а іноді робота на верстаті взагалі стає неможливою. При різанні металів виникають вимушені коливання і автоколивання.

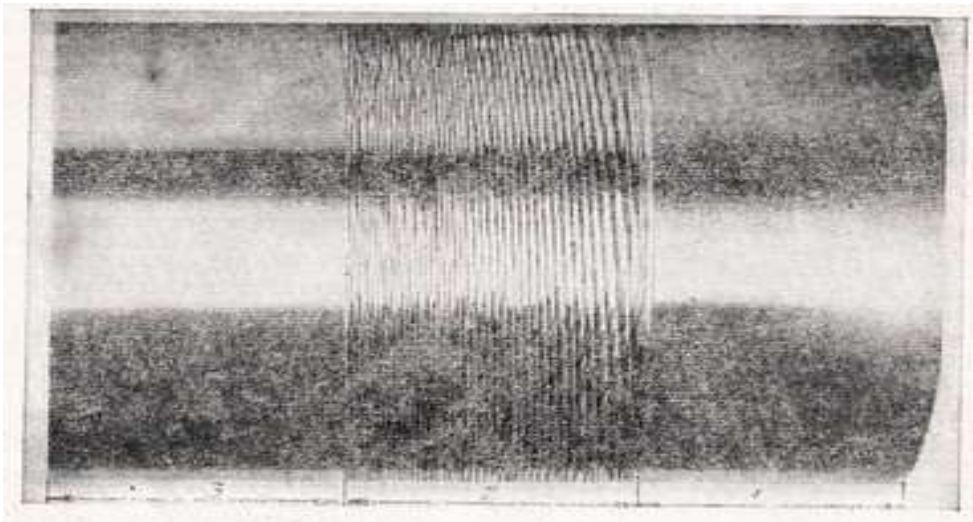


Рис.1.1 Оброблена поверхня:

1-при відсутності вібрацій; 2-при наявності вібрацій; 3- після усунення вібрацій

Вимушені коливання виникають під дією періодичних сил, якими можуть бути:

- змінні сили, що діють на систему в результаті переривчастого різання (наприклад, точіння валика, що має поздовжній паз) або нерівномірного припуску;
- відцентрові сили інерції неврівноважених обертових мас (заготовки, патрона, шківів, роторів електродвигунів та ін.);
- сили удару, викликані несправностями і неточністю виготовлення робочих поверхонь в деталях механізмів передач рухів (наприклад,

зносом деталей механізму, неточністю виготовлення зубчастих коліс), різкими включеннями і перемиканнями і т. п.

-Автоколивання - явище більш складне і часто виникає при різанні металів. Основними причинами появи автоколивань є: мінливість сили тертя стружки об різець і різця об заготовку; нерівномірне зміцнення зрізаного шару по його товщині; мінливість наросту, що приводить до зміни в процесі різання кута різання і площі поперечного перерізу зрізу. На інтенсивність (висоту хвилі) автоколевань впливають вид оброблюваного металу і його механічні властивості, елементи режиму різання, геометричні елементи ріжучої частини інструменту і жорсткість системи.

При обробці сталей, особливо в'язких, вібрації сильніші, ніж при обробці чавунів. При збільшенні H_B і σ_B оброблюваного металу вібрації зменшуються; при зростанні відносного подовження і відносного звуження - збільшуються. При зростанні швидкості різання вібрації спочатку зростають, а потім зменшуються; чим більше подача, тим менше величина швидкості різання, починаючи з якої зменшуються вібрації. При збільшенні глибини різання (ширини зрізу) вібрації при поздовжньому точінні зростають.

Вплив подачі на вібрації менше, ніж вплив швидкості і глибини різання. Зі збільшенням подачі (товщини зрізу) вібрації зменшуються, а зі збільшенням подачі зростають. Чим менше головний кут в плані ϕ , тим інтенсивніше вібрації. Це пояснюється як зменшенням товщини і збільшенням ширини зрізу, так і підвищенням радіальної сили P_y зі зменшенням кута ϕ . Тому при обточуванні довгих і тонких валиків (тобто валиків малої жорсткості) необхідно застосовувати різці з великими кутами в плані. Крім збільшення кутів ϕ (до 90°), для зменшення вібрацій застосовують люнети, а також спеціальні прилади - віброгасителі. Аналогічно вплив, але менш інтенсивно, надає і допоміжний кут в плані ϕ_1 чим менше кут ϕ_1 , тим більше вібрації.

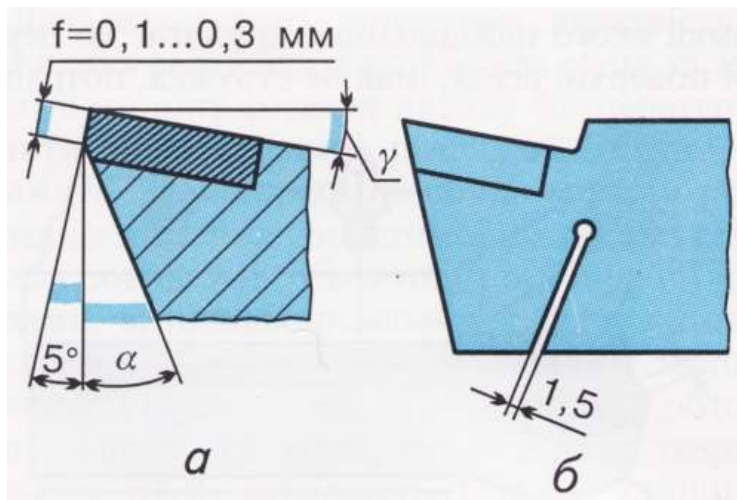


Рис. 1.2 ВІБРОГАСИЛЬНІ РІЗЦІ:

а - з віброгасильною фаскою; б - з віброгасильним прорізом

Вібрації зростають при збільшенні радіуса заокруглення при вершині різця в плані, що також пояснюється збільшенням ширини зрізу і радіальної сили P_y , а також зменшенням середньої товщини зрізу. Передній і задній кути різця в межах $3-20^\circ$ майже не впливають на вібрації. Вібрації залежать від форми передньої поверхні різця. Додатково заточена лунка на передній поверхні різця зменшує вібрації в порівнянні з різцем без лунки. Знос різця по задній поверхні підсилює вібрації. Чим вище жорсткість системи СПІД і менше зазори між її ланками, тим менше умов для виникнення вібрацій і висота хвилі вібрацій, якщо вони і виникають. Тому при поздовжньому точінні найбільші вібрації виникають, коли різець знаходиться посередині заготовки, так як величина прогину заготовки від сил, що діють на неї в цьому випадку, буде найбільшою (жорсткість заготовки буде найменшою). Вібрації зменшуються при поздовжньому точінні заготовки поблизу задньої бабки; ще менше вони при різанні поблизу передньої бабки верстата. Чим більше виліт пінолі задньої бабки, тим більше вібрації, так як жорсткість системи в цьому випадку буде меншою.

Чим вище жорсткість заднього центру, тим менше вібрації при різанні; хороші результати виходять при використанні нерухомого заднього центру, вставленого в піноль задньої бабки. Однак при роботі на високих швидкостях різання застосовувати такий нерухомий центр практично неможливо, так як велика відносна швидкість обертання поверхні центрального отвору заготовки по конічній поверхні центру призводить до великого тепловиділення і зносу центру. Тому застосовують обертові задні центри (на підшипниках), що мають

вигляд головки, що вставляється, як і нерухомий центр, в піноль задньої бабки. Але такі (звичайні) обертові центри мають жорсткість, в 3,5-4 рази меншу в порівнянні з нерухомим центром, і часто є причиною виникнення вібрацій. Тому, особливо при точних і важких роботах, рекомендується застосовувати спеціальний обертовий центр, вбудований в піноль задньої бабки. Чим більше виліт різця з резцетримача і менше розміри державки різця в поперечному перерізі (при одному і тому ж матеріалі державки), тим менше жорсткість системи і більше вібрації, причому чим вище швидкість різання, тим інтенсивніше вплив вильоту різця на збільшення вібрацій.

Встановлені залежності впливу різних чинників на вібрації вказують і шляхи їх зменшення. Однак ці шляхи не є універсальними, а іноді і не вигідні. Наприклад, збільшення головного кута в плані хоча і зменшує вібрації, але разом з тим збільшує інтенсивність зносу ріжучого інструменту. Не завжди доцільно застосовувати і великий передній кут (малий кут різання), великий допоміжний кут в плані і малий радіус заокруглення при вершині різця. Тому бажано знайти такі шляхи усунення (або зменшення) вібрацій, які не знижували б продуктивності.

Поряд з підвищенням жорсткості системи СПІД до таких засобів відносяться:

- установка пружних (гумових та ін.) прокладок під повідкові болти (при роботі в центрах) і під кулачки патрона (при роботі в патроні);
- застосування спеціальних приладів - віброгасителів, що перешкоджають виникненню вібрацій; дія віброгасителів заснована на підвищенні сил опору в системі СПІД;
- при чорнової і напівчистої обробках усунення низькочастотних вібрацій заготовки може бути досягнуто шляхом спеціальної заточки у різця негативною фаски (0,1-0,3 мм) уздовж головної різальної крайки з утворенням кута $УФ = -80 \div -85^\circ$ (рис. 84); таку заточку запропонував Д. І. Рижков; її можна виробляти брусом, не виймаючи різця з резцедержателя, або в простому пристосуванні; Д. І. Рижковим запропоновані й інші методи, і пристосування, що сприяють усуненню вібрацій;
- відповідне (правильніше) розташування осей жорсткості системи;
- застосування мастильно-охолоджуючих рідин.

Режими різання, рекомендовані на основі лабораторних досліджень, бувають вище, ніж практично використовувані. Така невідповідність виходить через відсутність обліку технологічних і динамічних факторів обробки: технологічної жорсткості системи СПД, деформації інструменту, деталі та засобів кріплення; власних частот вібрацій супорта, оброблюваної деталі і інструменту; маси оброблюваної деталі і т. д. У зв'язку з цим рекомендується швидкість різання, що допускається різцем, визначати з урахуванням поправочного коефіцієнта на динамічні фактори технологічної системи СПД.

При розгляді деталей типу тіл обертання розрізняють геометричну форму в подовжньому і поперечному перетинах. Відхилення від прямолінійної геометричної форми валу в подовжньому перетині є результатом відхилення утворюючих від прямолінійності (увігнутість, опуклість і зігнутість) і паралельності (конусність). У загальному випадку відхилення від правильної геометричної форми (Рисунок 1.1.) та (Рисунок 1.2.) деталі є сукупністю вказаних вище відхилень.

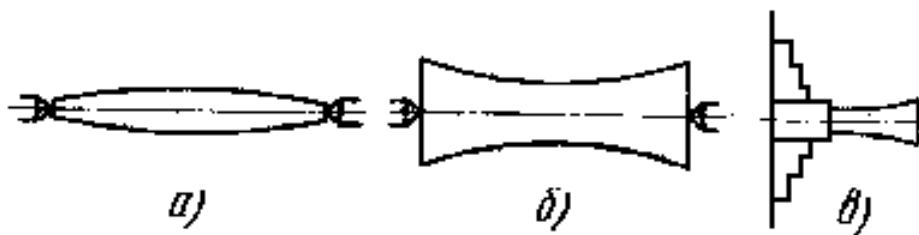


Рис. 1.3. Відхилення геометричної форми: а) опуклість; б) увігнутість; в) зігнутість

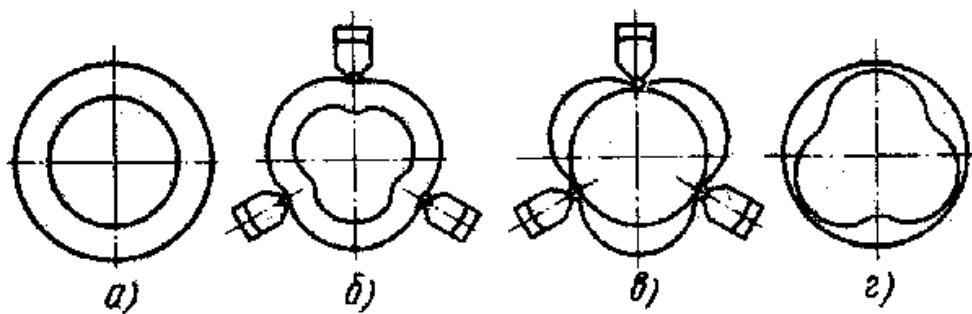


Рис. 1.4: а) - заготовка до установки на верстаті; б) - після закріплення в трикулачковому патроні; в) - після обробки; г) – після

1.2 Системи управління якістю по точності

При виготовленні деталі на її точність і якість впливає багато параметрів. Наприклад точність самої деталі обмежена точністю використовуваних інструментів, пристосувань, пристроїв і вимірювальних інструментів зокрема. Кожна з цих складових може внести свою випадкову похибку. У зв'язку з цим розроблені системи управління точністю. Ці системи можна розділити на дві основні категорії:

I. Пасивні системи управління якістю.

II. Активні системи управління якістю.

I. Пасивні системи управління якістю, у свою чергу можна розбити на наступні складові:

1.1. Організаційні заходи щодо вибору найоптимальніших характеристик технологічного процесу (ТП) обробки.

1.1.1. Вибір оптимального методу обробки на вимоги заданої точності і шорсткості поверхонь;

1.1.2. Вибір оптимальної схеми обробки, тобто необхідної кількості операцій, переходів-проходів, додаткових чистових операцій;

1.1.3. Вибір якнайкращої схеми установки деталі і її кріплення, для забезпечення: найбільшої жорсткості деталі, усунення похибки установки (базування), за початкову базу необхідно брати найкращу поверхню (одну на всіх операціях обробки);

1.2. Вибір оптимальної схеми контролю.

1.2.1. операційний контроль – введення на останніх операціях самим робочим у вигляді останнього переходу, де вказують, що й як контролювати. Тоді вірогідність виходу якісної продукції:

$$P_{ki} = [(1 - (1 - P_i(\overline{q}))) (1 - P_{обнi})] \quad (1.1)$$

15

де P_i – вірогідність надійності даної операції; $P_{обнi}$ – вірогідність виявлення дефекту на деталі даним операційним контролем.

$$P_{обн} = (0,75 \div 0,95) < 1 \quad (1.2)$$

Тоді по всьому ТП:

$$P_{k\text{ тп}} = P_i = 1 - [(1 - (1 - P_i(\tau))) (1 - P_{\text{бон}i})]^i < 1 \quad (1.3)$$

1.2.2. Міжопераційний контроль якості – вводиться на відповідальних операціях і після завершення ТП.

Тоді:

$$P_{k\text{ тп}} = P_i = 1 - [(1 - (1 - P_i(\tau))) P_j = 1 - (1 - P_{\text{бон}j})]^i < \sim 1. \quad (1.4)$$

Де m – число операцій між операційного контролю, які проводяться контролером, майстром і контролером-майстром.

1.3. Вибір найбільш раціональних режимів обробки, для забезпечення необхідної точності чистоти оброблюваної поверхні. При високоточних роботах технолог зобов'язаний вказати допустимі режими обробки: швидкість різання - V м/хв, глибину різання - t мм, подачу - S мм/об.

1.4. Управління точністю і продуктивністю процесу за допомогою періодичних допоміжних налаштувань. Це необхідно для компенсації похибки розмірного зносу інструменту при обробці валів для компенсації впливу спрацювання різця внаслідок його затуплення і збільшення пружного відштовхування. В технологічній системі здійснюють переміщення різця на величину, рівну половині зсуву вершини кривої розсіювання ($A = A_1/2$) [2], викликаного впливом змінних похибок (Рисунок 1.3.). В результаті цього поле розсіювання розмірів заготовок повертається з положення “б” у положення “а” і небезпека появи браку усувається.

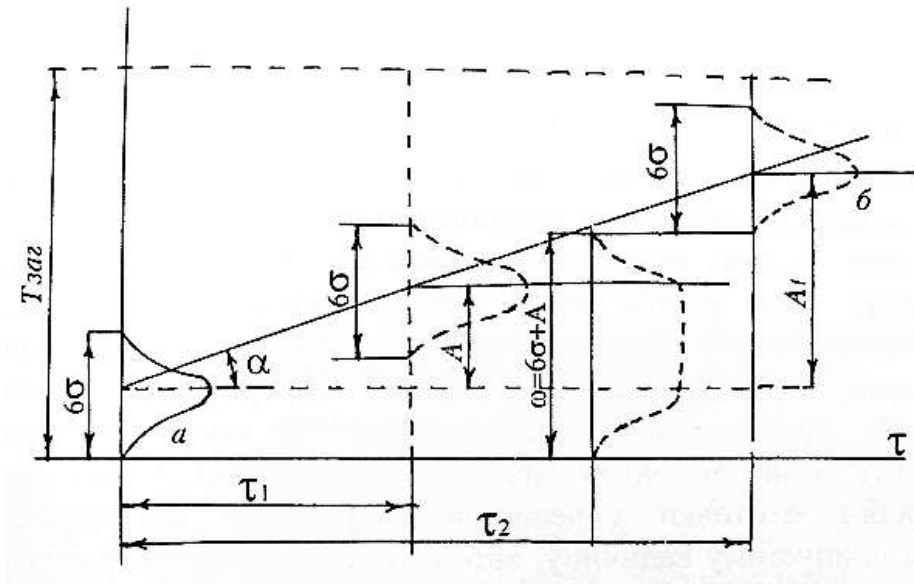


Рисунок 1.5. Управління точністю і продуктивністю процесу за допомогою періодичних допоміжних налаштувань.

Таке втручання в організацію ТП є активним елементом. Проте, оскільки ці розрахунки засновані на апіорних даних – то цей метод відноситься до пасивного управління.

1.3. Активні системи управління якістю.

Системи автоматичного позиціонування інструменту, роботів і т.п. Сучасні високоавтоматизовані системи з ЧПУ (числовим програмним управлінням), що володіють першокласними системами автоматичного управління, мають головний недолік у відсутності системи контролю за ходом ТП і його якістю. Такі системи працюють за жорсткою програмою високоточних переміщень робочих органів устаткування з точністю до 1мкм, з чіткою реєстрацією цих переміщень. Але є неминучі виробничі причини порушення точності переміщень, які обумовлені наступними чинниками:

- Старіння і знос устаткування що призводить до порушення траєкторій переміщень ТОС за рахунок появи зазорів, хоча система реєстрації точних переміщень залишається в робочому стані.
- Вплив температурних деформацій системи під час роботи ТОС від дії зовнішньої температури або тепла, що виділяється гідравлікою, яка управляє в перебігу робочого дня і що деформує робочі органи, змінюючи розташування головних точок схеми обробки.
- В процесі механічної обробки зношується ріжучий інструмент, можливий скол ріжучої кромки – це також змінює координати розташування ріжучої кромки або вершини інструменту щодо осі настройки.

Все це призводить до порушення точності роботи системи, яка не втрачає своїх характеристик точного переміщення елементів. Переміщення реєструють такими методами:

1 Безконтактні системи, які використовують для позиціонування робочих органів інструменту.

1.1. Плоскі індуктосини – точність реєстрації системою 1 мкм;

1.2. Система з реєстрацією точних переміщень (оптична), типу фокусин, що має дві точні мікрометричні шкали своїми рисками утворюючі квадрати. Одна з

шкал повернена на 4, а лазерно-оптична система веде облік ступеня перекриття 50 кліток; результат фіксується фотоелектричною матрицею.

1.3. Система на основі штрих-кодів (за рахунок електромагнітного запису таких штрихів), точність складає 1 мкм.

2 Системи дотику – також використовую для позиціювання робочих органів, ТОС і інструменту, їх періодичної корекції.

2.1. Корекція положення вершини ріжучого інструменту;

2.2. Для точних вимірювальних систем;

2.3. Для корекції точного позиціювання робота.

На підставі вищевикладеного і розглядаючи метало ріжучий верстат як єдину технологічну оброблювальну систему (ТОС).

1.4. Системи управління якістю по силі і потужності різання

При обробці деталей на метало ріжучих верстатах, особливо на попередніх операціях, завжди мають місце пружні переміщення в системі ТОС, величина яких залежить від жорсткості системи ТОС, напряму сили різання та інших. Наприклад, під дією сил різання, передній центр може зміститися що до осі ОО не навантаженого верстата на величину h_1 (Рисунок 1.4.), а задній - на величину h_2 . Деталь при цьому прогнеться на величину h_3 , а супорт з різцем зміститься на величину h_4 . Ці деформації на практиці можуть виявлятися як спільно, так і окремо, що в сукупності призводить до відхилення геометричної форми деталі.

На цей час вирішений ряд завдань, пов'язаних з управлінням пружними переміщеннями системи ТОС. Завдання управління процесом металообробки вирішувалося в два етапи: спочатку розроблялися пристрої для ручного управління силою різання або її складовими (у систему ТОС вбудовувались динамометричний вузол з приладом візуального спостереження і механізм безступінчатої зміни подовжньої подачі), а потім створювалися системи автоматичного регулювання. Ручне управління пружними переміщеннями описане в [9].

Пізніше стабілізація пружних переміщень була досягнута за допомогою систем регулювання сили різання або її складової. Перша така система автоматичного регулювання радіальної сили була розроблена [10] стосовно круглошліфувального верстата (модель 3151). Вона дозволяла проводити

обробку при постійній величині Pr , що підвищувало продуктивність шліфування.

Чжен-хуа-ан [11] при токарній обробці здійснював управління пружними переміщеннями системи ТОС з метою скорочення похибки форми подовжного перетину. При цьому різко підвищилася точність обробки.

М. М. Тверської [12], вирішуючи питання стабілізації пружного переміщення системи ТОС, прийняв до уваги неможливість обліку затуплення різця.

Б. М. Базрову [13] вдалося підвищити точність форми подовжного перетину шляхом програмної зміни сили P_y і жорсткості j системи ТОС на токарно-гвинторізному верстаті моделі 1А62. В цих досліджах похибка форми деталі, обумовлена дією систематичних чинників, а також коливанням припуску заготовки (припуск змінювався впродовж проходу на 50%), скоротилася в 3 рази і не перевищувала 0,045 мм; при цьому основний технологічний час обробки однієї деталі зменшився на 30 %.

1.5. Системи стабілізації динаміки технологічного обладнання

При обробці деталей на токарних верстатах, виникають динамічні коливання, викликані неврівноваженістю закріпленої заготовки в патроні, недостатньою жорсткістю і точністю вставного заднього центру.

Згідно В. Ю. Котелевському [23], що проводив дослідження по автоматичному врівноваженню системи шпиндель — деталь токарних верстатів, значна частка неврівноваженості цієї системи доводиться на патрон, в якому закріплюється деталь. У [23] приведені дані по неврівноваженості нових трикулачкових патронів, зведені авторами цієї роботи в таблицю 1.1. Для врівноваження сили P , що з'являється від неврівноваженості заготовок, між передньою опорою шпинделя і заготовкою слід застосувати силу Q , прикладену проти P (Рисунок 1.5.).

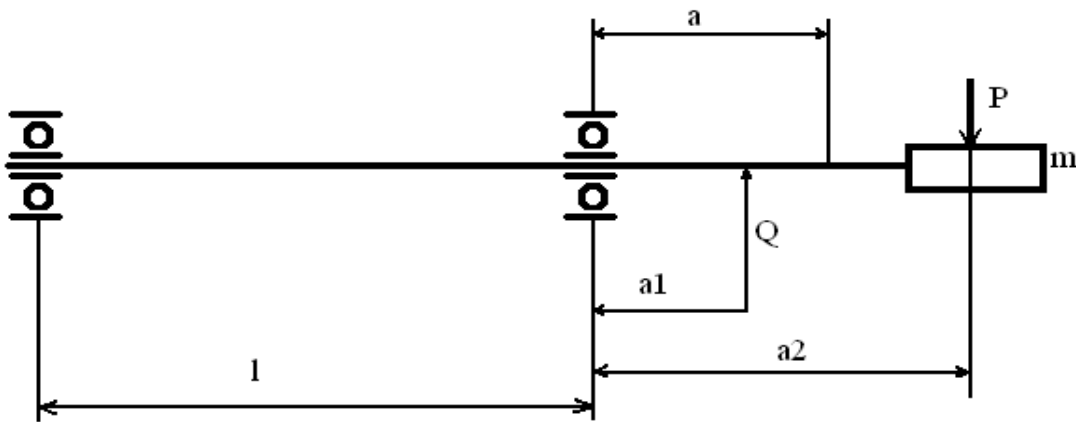


Рисунок 1.6. Схема автоматичного врівноваження групи шпindelів— деталь

В. Ю. Котелевский розглядав також вплив вигинаючого моменту MPQ на вимушені коливання пружного шпинделя, оскільки цей момент невірноважений в консольній частині шпинделя (Рисунок 1.5.). Він прийшов до висновку, що врівноваження вузла шпинделя за допомогою сили Q у разі патронних робіт виправдане для достатньо жорстких шпindelів.

Ще одним важливим напрямком управління якістю механообробки є стабілізація динамічних явищ, що виникають в ТОС під дією динамічно змінної сили різання $\Delta P_{\text{дин}}(\tau)$. Виникаючий з цієї причини автоколивальний процес в пружній системі верстата призводить до появи динамічних погрешностей обробки у вигляді хвилястості, огранності та тін одержаної поверхні деталі. Стабілізація таких шкідливих явищ проводиться деякими методами.

Так ряд дослідників розробили метод стабілізації шляхом навішування на шпindel верстата або різцетримач балансуєчих динаміку вільно підвішених з малим зазором кілець. При коливаннях елементів верстата ці кільця із-за зазору запізнюються з ударом по цих елементах вносячи свої зрушення по фазі і часу удари, гасять коливання в системі. Головним і великим недоліком такого методу є трудність підбору ваги і розміру таких кілець і зазору їх посадки, які придатні тільки для певних режимів різання і жорсткості самої деталі. Тому такі гасителі коливань не знайшли широкого застосування.

Іншим ефективнішим напрямом стабілізації динаміки різання, а отже і ТОС, є метод гасіння низькочастотних коливань в нормальному до осі обертання напрямі, як найбільш впливовішим на точність обробки деталі, за рахунок відбору енергії у цих коливань при накладенні на них високочастотних,

поперечних до них коливань. Цей метод розробили вчені Ростова-на-Дону на чолі з професором Заковоротним В.Л.

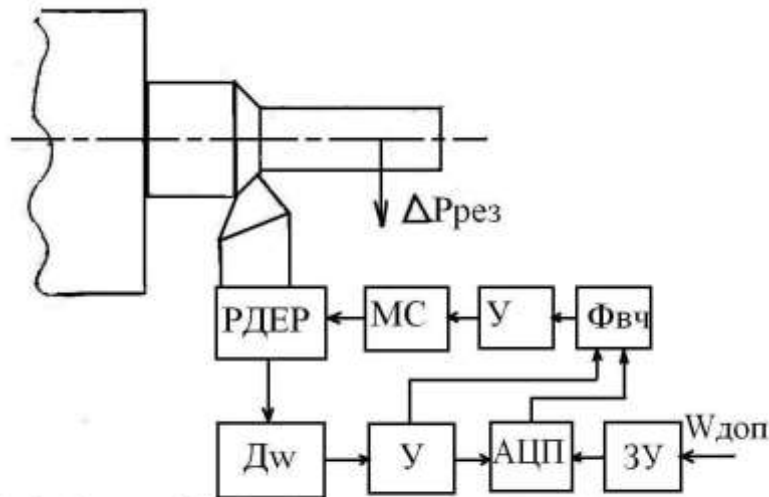


Рисунок 1.7. Система стабілізації точіння шляхом накладення подовжніх високочастотних коливань за принципом відбору енергії.

На рисунку 1.7. представлена блок-схема такої системи стабілізації, де вібродатчик Дw заміряє коливання різцетримача РДЕР в нормальному напрямі по всьому спектру частот процесу різання, тобто дія $\Delta P_{рез}$, як динамічною змінною. Після посилення сигналу У1 він подається на аналого-цифровий перетворювач (АЦП) де порівнюється із задаючим допустимим сигналом Wдоп, задаючим пристроєм (ЗУ) що настраюється. При розузгодженні цих сигналів у бік збільшення АЦП включає в роботу фільтр ФВЧ, який відбирає із загального частотного спектру $\Delta P_{рез}$ саму високочастотну вібрацію і через підсилювач У живить магнітостриктор (МС). Він передає ВЧ - коливання в подовжньому напрямі на РДЕР, руйнуючи тим самим поперечні коливання різця за рахунок відбору енергії у таких коливань, стабілізуючи тим самим процес механообробки.

Іншим варіантом управління якістю механообробки важко оброблюваних металів і сплавів з великою міцністю і твердістю є введення в процесі різання подовжніх високочастотних коливань ріжучого інструменту для значного зменшення великої для даної обробки сили різання. Це значно зменшує похибку від пружних деформацій всієї системи ТОС і покращує чистоту обробленої поверхні. Така система у вигляді блок-схеми представлена на рисунку.1.7.[30].

Величину сили різання $\Delta PPE3$ заміряє силовий датчик ДР. Після посилення сигналу підсилювачем У сигнал порівнюється в АЦП із заданою при допомозі ЗУ допустимою величиною РДОП. При перевищенні даної сили, АЦП включає в роботу другу паралельну систему управління по віброколиванням, що працює за вищеописаним принципом. Вона вибирає з $\Delta PPE3$ високочастотну частину спектру і включає в роботу магнітостриктор МС. За рахунок високочастотної вібрації на малу величину амплітуди (де $A \approx 0,02 \div 0,04 \text{ мм}$) в подовжньому напрямі ріжучого інструменту в області пружної деформації системи - деталь - інструмент, різко зменшується процес тертя, поліпшується стружка утворення і падає величина сили різання, підвищується точність.

II. Підвищення вібраційної стійкості при розточувальних операціях з пасивними поглиначами вібрацій

2.1 Вступ

Механічна обробка - один з найпоширеніших процесів для знімання матеріалу з деталі у промисловості. Операції різання, такі як токарне ремесло, фрезерування, свердління та шліфування, іноді пов'язані зі зниженням вібрацій, що призводить до поверхні із поганою якістю, зниження швидкості видалення та прискореного зносу інструменту [1]. Вібрація або тремтіння є найбільш важливим типом вібрації при механічній обробці. Регенерація та взаємодія типів коливання – це головні явища, що призводять до вібрацій, причому перша з них є шкідливою для механічної обробки.

Деякі роботи з аналізу вібрацій коротко узагальнені нижче.

Хоча Taylor [2] визначив проблему вібрацій для обробки продуктивності на початку XX століття. Найбільш раннє дослідження теорії вібрацій в простих верстатобудівних системах було заявлено Arnold [3] у 40-х роках на основі експериментальних токарних випробувань досліджуючи вібрації в контрольованих умовах.

Tobias і Fishwick [4] запропонували модель, що забезпечує одну ступінь свободи, визначивши регенерацію товщини стружки та модальне з'єднання як основні механізми, що призводять до появи вібрацій.

Пізніше Thustly, Polacek [5] та Merritt [6] працювали над умовами стійкості в верстатах, визначаючи структурну динаміку машини та подальші надрізи на оброблюваній поверхні як важливі джерела вібрацій. Merritt [6] запропонував простий критерій стійкості та обговорив стійкість структур з N-ступенями свободи. Також Tobias [7] детально переглянув сучасний стан щодо динамічної роботи токарного верстата та теорії вібрацій. Аналіз явищ вібрацій був покращений з урахуванням зміни товщини стружки та відставання фази хвилеподібності поверхні.

У 1970-х роках у довідковій роботі Hanna та Tobias [8] запропонували диференціальне рівняння затримки одного ступеню свободи, включаючи нелінійні умови, через структурну жорсткість та силу різання.

Wu та Liu [9, 10] отримали математичну модель з урахуванням ефекту сухого тертя на інтерфейсі інструменте-мікросхеми, який був визначений джерелом вібрацій через характер, що залежить від швидкості.

У 1990-х Budak та Altintas [11, 12] розробили кілька робіт із фрезерування, моделюючи ріжучий інструмент як лінійну систему із двома ступенями свободи. Для оцінки сили різання враховували миттєву товщину стружки, геометрію інструменту та кількість зубців. Останнім часом подібні моделі використовуються для прогнозування вібрацій при фрезеруванні [13, 14]. Також було досліджено регенераційну стійкість вібрацій процесів фрезерування за допомогою нечіткого алгоритму [15], щоб врахувати невизначеність або мінливість вхідних параметрів моделі.

Що стосується токарних операцій, в [16] була представлена модель з декількома ступенями свободи для передбачення вібрацій, що була заснована на відповідності між ріжучим інструментом та заготовкою. Роботи, зосереджені на вібраціях, останнім часом постійно збільшуються.

Проблема вібрації стає більш значущою, коли використовується гнучкий інструмент, як у випадку розточування. Для свердлильних робіт потрібні довгі і стрункі прутки для обробки внутрішніх зон заготовки (див. Мал. 1а). Геометричні вимоги до інструменту пов'язані з погіршенням вібрацій, що впливають не тільки на якість поверхні, але і на довговічність інструмента та його продуктивність. Вібрації також мають наслідки для навколишнього середовища через високий рівень шуму. Інтерес цих процесів до промисловості та особлива геометрія інструменту мотивували розробку численних робіт, що досліджували вібрації в розточувальних операціях.

Стабільну роботу тонкої розточувальної планки вивчав Parker [17]. Розточувальна планка була змодельована як система масової пружини-демпфера з двома ступенями свободи. Експериментально проаналізовано з'єднання режимів для діапазону параметрів різання. Аналіз коливань розточувальної планки, як правило, ґрунтується на режимах вигину нижнього порядку затисненої свердлильної планки [18], хоча умови затиску бруска також впливають на його динамічні властивості [19]. Zhang і Kapoor [20] розробили модель з двома ступенями свободи затиснутого свердлильного бруска із чотирма компонентами ріжучої сили. Andren et al [21] порівняли аналітичну модель Ейлера-Бернуллі з підходом до часового ряду для дослідження вібрацій.

Проаналізовано не тільки характеристики розточувальної планки, такі як умови затиску. Різні автори [22–27] також зосередили увагу на геометричних деталях вставки, що впливають на силу різання та динамічну поведінку розточувальної планки.

Для уникнення або зменшення вібрацій при розточувальних роботах розроблені різні стратегії. Удосконалений фіксатор інструменту та затискна конструкція [19] продемонстрували здатність покращувати динамічну поведінку системи. З іншого боку, було досягнуто постійне вдосконалення в контролі вібрацій, включаючи складні методи, такі як використання електрореологічних [28] та магнітореологічних рідин [29] і активних динамічних поглиначів [30–33]. Однак використання пасивних динамічних поглиначів [34–39] є простим рішенням, і це все ще є перспективним напрямком дослідження для зменшення вібрацій не лише в розточувальних роботах.

Стійкість розточувальних планок з пасивним динамічним поглиначем зазвичай аналізується шляхом моделювання планки як балки Ейлера-Бернуллі з двома ступенями свободи. Перший ступінь свободи відповідає першому режиму вібрації планки, а другий пов'язаний з динамічним поглиначем, заснованим на гнучкій пружині та лінійному демпфері. Проектування поглинача передбачає ідентифікацію маси, жорсткості та амортизації, оптимізуючи динамічну характеристику планки.

Rivin та Kang [34] представили аналітичний підхід до проектування поглинача, і їх детальне та всебічне експериментальне дослідження продемонструвало значні покращення експлуатаційних характеристик, використовуючи процедуру проектування. Tarng et al. [35] вручну налаштували вібраційний поглинач і змогли змінити функцію амплітудно-частотної характеристики ріжучого інструменту. Як теоретичні, так і експериментальні результати показали підвищення стійкості різання. Ema та Magui [36] проводили випробування на вигин, удари та різання, досліджуючи поліпшення здатності до амортизації свердлильних інструментів та зменшення вібрації за допомогою демпферів удару. Lee [37] продемонстрував, що динамічна реакція ріжучого інструменту була покращена завдяки наявності пасивного поглинача, коли природна частота динамічного поглинача вібрації була близькою до природної частоти різального інструменту і поглинач мав значу величину амортизації. Sims [38] запропонував аналітичний метод, відповідний до широкого спектру проблем обробної роботи та вібрацій. При токарних та розточувальних роботах пасивні поглиначі вібрацій можуть бути налаштовані за допомогою методики аналітики, розробленої в [38]. Moradi et al [39] проаналізували вплив положення амортизатора вздовж розточувальної планки на вібраційну реакцію. Параметри поглинача були вибрані, мінімізуючи вільний прогин розточувальної планки, однак амортизацією поглинача при цьому нехтували. Нещодавно Saffuri та Altus

[40] запропонували використовувати в'язко-пружні прутки як альтернативу динамічному поглиначу вібрації.

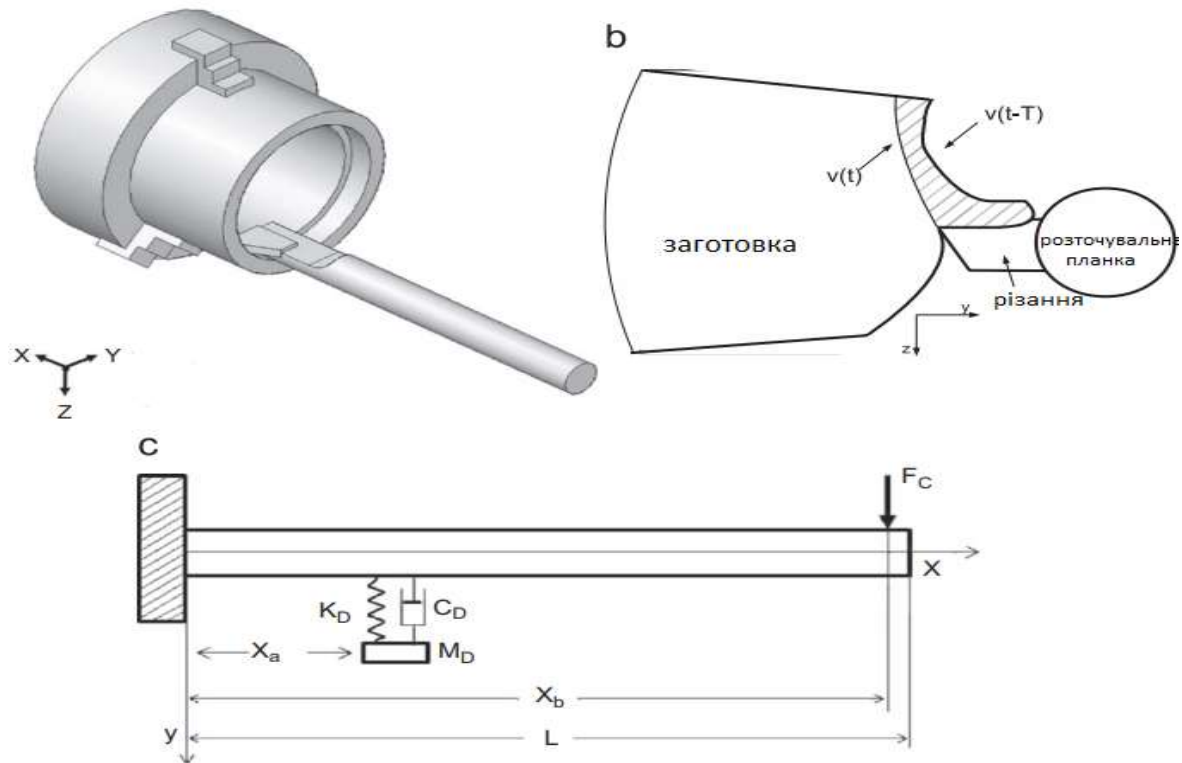


Рис. 2.1 Схематичний вигляд розточувального процесу та його моделі. (a) Загальний вигляд розточувальної операції. (b) Процес різання. (c) Модель розточувальної планки з приєднаним динамічним поглиначем вібрації (ДПВ).

Ця стаття посвячена питанням стабільності розточувальної планки з пасивним динамічним поглиначем, розташованим на загальній секції тримача інструменту. Розточувальна планка була змодельована як консольна балка Ейлера-Бернуллі з урахуванням лише його першого режиму вібрації. Стабільність моделі з двома ступенями свободи була проаналізована з точки зору діаграми стійкості, залежно від характеристик планки, а також від параметрів поглинача (маса, жорсткість, амортизація та положення). Класичний метод, введений Den Hartog [41] - з урахуванням модуля амплітудно-частотної характеристики системи, - і метод, нещодавно запропонований Sims [38], розглядаючи реальну частину амплітудно-частотної характеристики, використовувались для налаштування параметрів поглинача. Критерій відбору складався з максимізації мінімальних значень круглої діаграми стійкості. Подальший локальний аналіз дозволив сформулювати прості аналітичні

висновки для оптимального налаштування частоти. Ці нові аналітичні висновки порівнюються з тими, що були запропоновані Den Hartog [41] та Sims [38].

Документ структурований у семи розділах. Мета статті представлена у розділі 1, а постановка задачі та викладення рівнянь руху представлені у розділі 2. Аналіз стабільності системи та побудова діаграми стійкості узагальнено у розділі 3. Порівняння обох аналітичних методів Den Hartog [41] та Sims [38] показано у розділі 4, обговорюючи здатність обох підходів допомагати у дизайні поглиначів. У Розділі 5 представлені нові аналітичні висновки для оптимального налаштування частоти. Здатність нового методу показана в Розділі 6 на практичному прикладі, а нарешті висновки представлені у Розділі 7. Деякі математичні деталі обчислення включені у Додаток.

2.2 Модель розточувальної планки з поглиначем вібрації

Схематичний вигляд розточувальної операції проілюстровано на Мал. 1а. Розточувальні процеси передбачають використання стрункіших брусків (інструменту) більш гнучких, ніж заготовки. Штрих набагато жорсткіший за ходом подачі або осевим напрямком, ніж за радіальним та тангенціальним напрямками вигину. З іншого боку, жорсткість планки вища при скручуванні, ніж під час вигинів. Отже, мають бути враховані коливання згину в радіальному та тангенціальному напрямках. Однак геометричний аналіз інструменту показав, що прогини в тангенціальному напрямку (вісь z на Мал. 1а) можна вважати незначними при зміні товщини стружки [24].

Таким чином, розточувальний інструмент можна змодельовати як рівномірну балку Ейлера-Бернуллі довжиною L , площею поперечного перерізу A , модулем Юнга E , щільністю ρ і амортизацією c , з одним кінцем затиснутим, а другий вільним, вібруючим в радіальному напрямку (площина $x - y$ на Мал. 1а).

На певному перерізі, розташованому на відстані x_b від затисненого кінця, застосовується ріжуча сила, яка вважається пропорційною площі поперечного перерізу розрізу.

Передбачалося просте формулювання для оцінки розділу мікросхеми. Геометричні деталі інструменту, такі як радіус носа вставки, у моделі не враховувались. Таким чином, для оцінки радіальної складової сили різання було враховано саме коливання глибини різання, що виникає в результаті хвилеподібності поверхні за рахунок попереднього прорізу інструменту (див. Мал. 1б).

Тоді, відповідно до класичної теорії регенеративної вібрації (див., наприклад, [7]), радіальний компонент ріжучої сили, F_y , відповідний для аналізу процесу регенерації, заданий (1)

$$F_y = k_c w_c (v(x, t - T) - v(x, t)) \delta(x - x_b) \quad (1)$$

де k_c - постійний параметр залежно як від питомої сили різання, так і від кутів різання інструменту, w_c - ширина стружки, $v(x, t)$ - динамічне поперечне зміщення розточувальної планки, а $T = 2\pi / \Omega$ затримка між поточним та попереднім часом, коли інструмент пройшов розглянутий момент, Ω є швидкістю обертання шпинделя і δ функцією дельти Дірака.

Незважаючи на свою простоту, цей підхід широко застосовується для аналізу динамічної поведінки розточувальної планки [29, 32, 39].

Балка має пасивний динамічний поглинач (DVA), прикріплений на ділянці, розташованій на відстані x_a від затисненого кінця (див. Мал. 1в). Динамічний поглинач характеризується вільною масою M_D , еквівалентною постійною пружиною K_D і коефіцієнтом демпфування C_D .

За допомогою цих припущень поперечний зсув розточувальної планки $v(x, t)$ та зміщення поглинача маси V_D можна визначити як рішення наступних рівнянь: (2, 3)

$$\begin{aligned} \rho A \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} + EI \frac{\partial^4 v(x, t)}{\partial x^4} \\ + \left[C_D \left(\frac{\partial v(x, t)}{\partial t} - \frac{dV_D(t)}{dt} \right) + K_D (v(x, t) - V_D(t)) \right] \delta(x - x_a) \\ + k_c w_c [v(x, t) - v(x, t - T)] \delta(x - x_b) = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$M_D \frac{d^2 V_D(t)}{dt^2} + C_D \left[\frac{dV_D(t)}{dt} - \frac{\partial v(x, t)}{\partial t} \Big|_{x=x_a} \right] + K_D [V_D(t) - v(x, t)] = 0 \quad (3)$$

Далі передбачається, що відхилення розточувальної планки в будь-якій точці x може бути виражена як (4)

$$v(x, t) = L \sum_j q_j(t) \phi_j(x) \quad (4)$$

де $q_i(t)$ являють собою невідомі залежні від часу узагальнені координати, а $\phi_j(x)$ є ортогональними власними функціями затиснутого вільного пучка без DVA, заданого (5)

$$\phi_j(x) = \cosh \lambda_j x - \cos \lambda_j x - \frac{\cosh \lambda_j + \cos \lambda_j}{\sinh \lambda_j + \sin \lambda_j} (\sinh \lambda_j x - \sin \lambda_j x) \quad (5)$$

де власні значення λ_j є розв'язками трансцендентального рівняння: (6)

$$\cosh \lambda_j x \cos \lambda_j x + 1 = 0 \quad (6)$$

Першими трьома значеннями λ_j , які задовольняють цьому рівнянню, є (7)

$$\lambda_1 = 1.8751, \quad \lambda_2 = 4.6941, \quad \lambda_3 = 7.8548 \quad (7)$$

Заміна рівняння (4) на рівняння (2) та (3) та з використанням нових нерозмірних змінних (7a)

$$\bar{x} = \frac{x}{L}, \quad a = \frac{x_a}{L}, \quad b = \frac{x_b}{L}, \quad \hat{V}_D = \frac{V_D}{L}$$

$$\bar{t} = \omega_0 t, \quad \hat{T} = \omega_0 T, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}}$$

Рівняння (2) і (3) для простоти можна переписати опустивши тильди: (8, 9)

$$\begin{aligned} & \rho AL \omega_0^2 \sum_j \phi_j \ddot{q}_j + c L \omega_0 \sum_j \phi_j \dot{q}_j + \frac{EI}{L^3} \sum_j \phi_j^{IV} q_j(t) \\ & + \left[\frac{C_D L \omega_0}{L} \left(\sum_j \phi_j \dot{q}_j - \dot{V}_D \right) + \frac{K_D L}{L} \left(\sum_j \phi_j q_j(t) - V_D \right) \right] \delta(\bar{x} - a) \\ & + \frac{k_c w_c L}{L} \left[\sum_j (q_j(\bar{t}) - q_j(\bar{t} - \bar{T})) \right] \delta(\bar{x} - b) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$M_D L \omega_0^2 \dot{V}_a + C_D L \omega_0 \left[\dot{V}_D - \sum_j \phi_j(a) \dot{q}_j(t) \right] + K_D L \left[V_D - \sum_j \phi_j(a) q_j(t) \right] = 0 \quad (9)$$

У наведеному вище рівнянні (•) вказує тимчасові похідні, а ϕ_j^{IV} являє собою похідну четвертого порядку стосовно нерозмірної просторової змінної \bar{x} .

Множення обох сторін рівняння (8) по k -й власній функції $\phi_k(x)$ та інтегруючи по нерозмірній довжині пучка, отримуємо наступний набір диференціальних рівнянь затримки: (10,11)

$$\begin{aligned} & \ddot{q}_k(t) + 2\zeta_k \lambda_k^2 \dot{q}_k(t) + \lambda_k^4 \zeta_D \phi_k(a) \left(\sum_j \phi_j(a) \dot{q}_j(t) - \dot{V}_D \right) \\ & + \lambda_D^4 \phi_k(a) \left(\sum_j \phi_j(a) q_j(t) - V_D \right) + k_r \phi_j(b) \sum_j \phi_j(b) (q_j(t) - q_j(t-T)) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\mu \dot{V}_D + 2\zeta_D \left[\dot{V}_D - \sum_j \phi_j(a) \dot{q}_j(t) \right] + \lambda_D^4 \left[V_D - \sum_j \phi_j(a) q_j(t) \right] = 0 \quad (11)$$

де

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{M_D}{\rho AL}, \quad \zeta_D = \frac{C_D}{2\omega_0 \rho AL}, \quad \lambda_D^4 = \frac{K_D}{\omega_0^2 \rho AL}, \quad k_r = \frac{k_c w_c}{\omega_0^2 \rho AL}, \\ \omega_k &= \lambda_k^2 \omega_0, \quad \zeta_k = \frac{c}{2\rho A \omega_k} \end{aligned}$$

Припускаючи, що динаміка балки добре представлена першим режимом вібрації, ми можемо звести систему до наступних двох рівнянь другого порядку, які можна записати в матричній формі як (12)

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1(t) \\ \dot{V}_D(t) \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} 2\zeta_E \lambda_E^2 & -2\zeta_D \phi_1(a) \\ -2\zeta_D \phi_1(a) & 2\zeta_D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1(t) \\ \dot{V}_D(t) \end{Bmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} \lambda_E^4 (1+Y) & -\lambda_D^4 \phi_1(a) \\ -\lambda_D^4 \phi_1(a) & \lambda_D^4 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ V_D(t) \end{Bmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} -\lambda_E^4 Y & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} q_1(t-T) \\ V_D(t-T) \end{Bmatrix} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

з (13)

$$\lambda_E^4 = \lambda_1^4 + \lambda_D^4 \phi_1^2(a), \quad \zeta_E = \frac{\zeta_1 \lambda_1^2 + \zeta_D \phi_1^2(a)}{\lambda_E^2} \quad (13)$$

та (14)

$$Y = \frac{k_r \phi_1^2(b)}{\lambda_E^4} \quad (14)$$

Розв'язуючи вищевказану систему рівнянь, отримаємо рух балки, використовуючи рівняння (4) обмежене у першому методі ($N=1$), і рух динамічного поглинач вібращії. Ключовим моментом подібного роду проблем є аналіз особливостей стійкості, залежних від умов експлуатації. Цей аспект обговорюється в наступному розділі.

2.3 Аналіз стабільності

Щоб проаналізувати стабільність рівняння розчину (12), припускаємо, що (15)

$$q_1(t) = q_{10}e^{st}, \quad V_D(t) = V_{D0}e^{st} \quad (15)$$

де q_{10} та V_{D0} є довільними константами, а $s = \alpha + i\beta$ є складним власним значенням.

Замінивши рівняння (15) на (12) отримуємо однорідну систему для невідомих констант q_{10} та V_{D0} . Ця система має нетривіальні рішення, якщо виконується наступне характерне рівняння: (16)

$$\begin{vmatrix} s^2 + 2\zeta_E \lambda_E^2 + \lambda_E^4(1+Y) - \lambda_E^4 Y e^{-sT} & -2\zeta_D \phi_1(a)s - \lambda_D^4 \phi_1(a) \\ -2\zeta_D \phi_1(a)s - \lambda_D^4 \phi_1(a) & \mu s^2 + 2\zeta_D s + \lambda_D^4 \end{vmatrix} = 0 \quad (16)$$

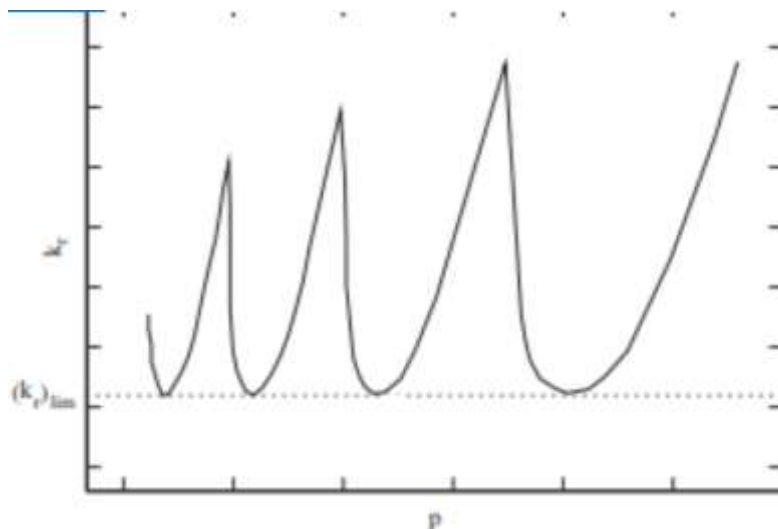


Рис. 2.2 Схематичний вигляд діаграми стійкості частот.

Межа стабільності досягається тоді, коли відбуваються суто уявні власні значення, наприклад $s = i\beta$.

Тепер введемо допоміжні змінні W та τ задані (17)

$$W = \frac{\beta}{\lambda_E^2}, \quad \tau = \frac{T}{\lambda_E^2} \quad (17)$$

Рівняння (16) еквівалентно двом наступним рівнянням, що відповідають як дійсній, так і уявній частині відповідно до нуля (18, 19)

$$\lambda_E^4((\lambda_D^4 - \mu \lambda_E^4 W^2)(1 - W^2 + Y(1 - \cos(W\tau))) + 4W^2 \xi_D(\phi_1^2(a)\xi_D - \lambda_E^2 \xi_E)) - \phi_1^2(a)\lambda_D^8 - 2W\lambda_E^6 \xi_D \sin(W\tau) = 0 \quad (18)$$

$$W\lambda_E^2 \xi_D(2\lambda_E^4(1 + Y - W^2) - 4\phi_1^2(a)) - 2WY\lambda_E^6 \xi_D \cos(W\tau) + \lambda_E^4(\lambda_D^4 - W^2 \lambda_E^4 \mu)(2W\xi_E + Y \sin(W\tau)) = 0 \quad (19)$$

Таким чином, для кожного значення допоміжної змінної W можна вирішити рівняння (18) та (19) та отримати значень змінних Y та τ , які задовольняють рівняння (16) з умовою $s = i\beta$.

З обчислених значень Y та τ , ми отримуємо (20, 21)

$$k_r = \frac{k_c w_c L^3}{EI} = \frac{Y \lambda_E^4}{\phi_1^2(b)} \quad (20)$$

$$p = \frac{2\pi \lambda_E^2}{\tau} = \frac{\Omega}{\omega_D} \quad (21)$$

Криві k_r проти p являють собою межі стійкості системи. На Малюнку 2.2 показаний схематичний вигляд типової діаграми стійкості часток. Мінімальні значення цих кривих $(k_r)_{lim}$ пов'язані з максимальним значенням ширини стружки, яке можна зняти незалежно від швидкості повороту. Тоді для значень k_r , нижчих за $(k_r)_{lim}$, система безумовно стабільна.

2.4 Вибір параметрів поглинача методами Den Hartog [41] та Sims [38]

Вібропоглинач повинен бути розроблений з точки зору оптимізації стабільності вібрацій. Для цієї мети були використані дві методології: класична методологія налаштування від Den Hartog [41] та нещодавня робота Sims [38]. Обидва методи аналізують дію маси, прикріпленої до незброєної основної

конструкції (в даному випадку розточувальної планки) за допомогою гнучкої пружини та в'язкого демпфера. З аналізу модуля амплітудно-частотної характеристики Den Hartog запропонував наступну частоту налаштування (22)

$$f_1 = \frac{\omega_a}{\omega_1} = \frac{1}{1+\mu^*} \quad (22)$$

де ω_a - частота поглинача, задана як, $\omega_a = \sqrt{K_D/M_D} \omega_1$ - це природна частота основної структури (в цьому випадку ω_1 відповідає основній частоті розточувальної планки), а μ^* - коефіцієнт ефективної маси, заданий (23)

- це природна частота основної структури (в цьому випадку ω_1 відповідає основній частоті розточувальної планки), а μ^* - коефіцієнт ефективної маси, заданий

$$\mu^* = \mu \phi_1^2(a) \quad (23)$$

μ є масовим співвідношенням, записаним як $\mu = M_D/M_S$. Тут, $M_S = \rho AL$ - маса балки.

Зауважте, що для врахування положення амортизатора вздовж розточувальної планки необхідно враховувати коефіцієнт ефективної маси (див. Деталі у Додатку).

Відповідно, Den Hartog [41] запропонував коефіцієнт демпфування, як (24)

$$\xi_1 = \sqrt{\frac{3\mu^*}{8(1+\mu^*)}} \quad (24)$$

У недавній роботі Sims [38] запропонував різні значення частоти налаштування та коефіцієнтів демпфування, проаналізувавши реальну частину амплітудно-частотної характеристики (25, 26)

$$f_2^2 = \frac{\mu^* + 2 + \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}}}{2(1+\mu^*)^2} \quad (25)$$

$$f_3^2 = \frac{\mu^* + 2 - \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}}}{2(1+\mu^*)^2} \quad (26)$$

та (27,28)

$$\xi_2^2 = \frac{\mu^*(\mu^* + 3 + \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}})}{4(1+\mu^*)(\mu^* + 2 + \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}})} \quad (27)$$

$$\xi_3^2 = \frac{\mu^*(\mu^* + 3 - \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}})}{4(1+\mu^*)(\mu^* + 2 - \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}})} \quad (28)$$

З загального значення частоти f , заданої рівняннями (22), (25) або (26) і ξ , заданих рівняннями (24), (27) або (28), відповідні безрозмірні параметри, що характеризують використаний поглинач, можна записати, як (29,30)

$$\lambda_D^4 = \mu \lambda_1^4 f^2 \quad (29)$$

$$\xi_D = \xi \lambda_D^2 \sqrt{\mu} = \xi \lambda_1^2 \mu f \quad (30)$$

і, нарешті, розмірна жорсткість і демпфірування поглинача задані (31)

$$K_D = \lambda_D^4 \frac{EI}{L^3} \quad (31)$$

0.025	0.274	0.409	0.410	-	-
0.050	0.397	0.603	0.605	-	-
0.075	0.497	0.767	0.770	-	-
0.100	0.583	0.909	0.913	-	0.413
0.125	0.662	1.043	1.050	0.454	0.473
0.150	0.732	1.163	1.173	0.502	0.525
0.200	0.863	1.397	1.413	0.592	0.626
0.250	0.981	1.611	1.634	0.672	0.716
0.300	1.091	1.818	1.850	0.746	0.802
0.400	1.290	2.205	2.258	0.878	0.959
0.500	1.469	2.569	2.647	0.993	1.101

$$C_D = 2 \xi_D \sqrt{\frac{\rho A E I}{L^2}} \quad (32)$$

Потім, з урахуванням масового відношення μ^* (отриманого з масового відношення μ та положення x_a ($a=x_a/L$) поглинача, використовуючи рівняння (21)), можна вибрати п'ять різних комбінацій для налаштування частоти та коефіцієнта демпфування. Поєднання f_1 з ξ_1 відповідає аналізу Den Hartog [41], а з методології Sims [38] можна проаналізувати чотири випадки, що відповідають використанню двох можливих оптимальних частот, f_2 та f_3 у поєднанні з двома коефіцієнтами демпфування ξ_2 та ξ_3 . Аналіз стабільності проводили за процедурою, поясненою в попередньому розділі. Мінімальне значення діаграм стійкості часток, $(k_r)_{\lim}$, що відповідає різним значенням μ^* та п'ять проаналізованих випадків, було відновлено у таблиці 1.

На підставі результатів, показаних у таблиці 1, можна зробити висновок, що найкращі показники стабільності досягаються за допомогою частоти налаштування, заданої рівнянням (25) (f_2 моделі Sims) у поєднанні з коефіцієнтом демпфування, заданим рівнянням (28) (f_2 моделі Sims). Поєднання частоти f_2 і коефіцієнта демпфування ξ_2 моделі Sims призводить до подібних результатів, але мінімум діаграми стабільності часток стає трохи нижче.

2.5. Покращення стабільності вібрацій

Щоб дослідити наявність кращих значень частоти налаштування навколо тієї, яку запропонував Sims [38], ми провели аналіз, змінюючи частоту в близькості від значення, заданого рівнянням (25), f_2 , з фіксованим коефіцієнтом демпфування, оскільки частота налаштування відіграє більш значну роль у поведінці стабільності, ніж коефіцієнт демпфування.

З цього локального аналізу вдалося знайти частоту, позначену f^* , в безпосередній близькості від f_2 , посилюючи стабільність поведінки. У таблиці 2 наведено значення нової частоти f^* для різних значень параметра μ^* . Частота f^* залежить від обраного коефіцієнта демпфування (заданого рівнянням (27) або (28)). Таким чином, відповідні значення $(k_r)_{\lim}$ також залежать від цього параметра. Використання значень коефіцієнта демпфування, заданих рівнянням (27) призводить до підвищення значень $(k_r)_{\lim}$.

На Мал. 3 показано відношення між f^*/f_2 та μ^* , коли коефіцієнт демпфування фіксується до рівня, заданого рівнянням (27) або (28). Як видно, в обох випадках ці співвідношення приблизно лінійні, і значення були встановлені прямими, приблизними виразами $f^*/f_2 = (1 + \mu^*/2)$ та $f^*/f_2 = (1 + \mu^*/4)$ відповідно.

Цей результат дозволив запропонувати нові висновки для оптимального налаштування частоти f^* , заданої (33)

	f^*/f_2	$(k_r)_{\lim}$	f^*/f_2	$(k_r)_{\lim}$
0.025	1.007	0.428	1.005	0.423
0.050	1.017	0.653	1.011	0.636
0.075	1.028	0.856	1.018	0.825
0.100	1.039	0.992	1.026	0.992
0.125	1.052	1.231	1.031	1.155
0.150	1.064	1.407	1.037	1.033
0.200	1.091	1.771	1.048	1.592

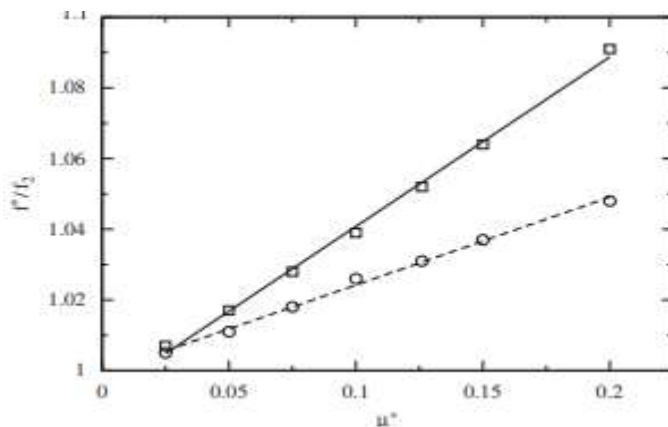


Рис.2.3. Варіація оптимальної частоти налаштування з ефективним співвідношенням маси поглинача вібрації. Недемпфована розточувальна планка. (□) Коефіцієнт демпфування від рівняння (27). (○) Коефіцієнт демпфування від рівняння (28). (—) Встановлене прямолінійне рівняння (33). (-) Встановлене прямолінійне рівняння (34).

	f_1 with ζ_1	f_2 with ζ_2	f_2 with ζ_3	f_3 with ζ_2	f_3 with ζ_3
0.025	0.571	0.679	0.682	-	-
0.050	0.707	0.889	0.894	-	-
0.075	0.819	1.067	1.075	-	-
0.100	0.915	1.223	1.233	-	0.757
0.125	1.004	1.369	1.383	0.804	0.823
0.150	1.082	1.501	1.518	0.858	0.882
0.200	1.229	1.755	1.780	0.959	0.994
0.250	1.360	1.988	2.021	1.048	1.095
0.300	1.482	2.213	2.256	1.131	1.190
0.400	1.702	2.631	2.697	1.277	1.363
0.500	1.898	3.023	3.117	1.405	1.519

разом із коефіцієнтом демпфування, заданим рівнянням (27) або, (34)

$$f_2 = \left(1 + \frac{\mu^*}{4}\right) \sqrt{\frac{\mu^* + 2 + \sqrt{2\mu^* + \mu^{*2}}}{2(1 + \mu^*)^2}} \quad (34)$$

в поєднанні з коефіцієнтом демпфування, заданим рівнянням (28).

Ці результати були отримані для недемпфованої основної конструкції (розточувальна планка). Зауважимо, що моделі Den Hartog [41] та Sims [38] суворо застосовні лише до цього випадку. Однак був проведений аналогічний аналіз із коефіцієнтом демпфування розточувальної планки $\zeta_1 = 0.05$. Аналогічні тенденції спостерігалися щодо найкращого співвідношення частоти та демпфування, хоча в цьому випадку були виявлені більш високі значення $(k_r)_{\text{lim}}$, див. Таблицю 3.

Крім того, проводиться аналіз, що варіює частоту в близькості від значення, отриманого рівнянням (25), f_2 , з фіксованим коефіцієнтом демпфування видно, що також у цьому випадку можна знайти нову частоту, позначену f_{ζ}^* , у близькості f_2 , посилюючи поведінку стабільності (див. Табл. 4). На мал. 4 показано відношення між f^*/f_2 та μ^* , коли коефіцієнт демпфування закріплений за заданим рівнянням (27) або (28). Як видно, в обох випадках ці відносини приблизно лінійні. Нахили цих прямих нижчі порівняно з отриманими з недемпфованою основою конструкції.

	f_r^*/f_2	$(k_r)_{lim}$	f_r^*/f_2	$(k_r)_{lim}$
0.025	1.035	0.764	1.035	0.764
0.050	1.040	1.001	1.037	0.996
0.075	1.049	1.220	1.042	1.202
0.100	1.059	1.421	1.049	1.388
0.125	1.070	1.623	1.055	1.570
0.150	1.083	1.815	1.061	1.734
0.200	1.108	2.207	1.061	2.057
0.250	1.134	2.604	1.082	2.359

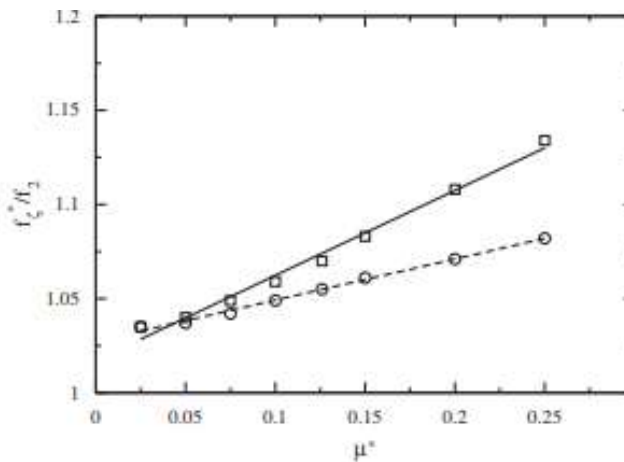


Рис.2.4. Варіація оптимальної частоти налаштування з ефективним співвідношенням маси поглинача вібрації. Коефіцієнт демпфування розточувальної планки, $\zeta = 0.05$. (□) Коефіцієнт демпфування від рівняння (27). (○) Коефіцієнт демпфування від рівняння (28). (—) Встановлена пряма лінія. (- -) Встановлена пряма лінія.

Table 5
Parameters of the boring bar and mass and position of the dynamic absorber.

Boring bar (main structure)		Dynamic vibration absorber	
Length, L	0.30 m	Mass, M_D	0.05 kg
Diameter, D	0.02 m	Distance to clamping, x_0	0.195 m
Section, A	$3.142 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	$a = x_0/L$	0.65
Inertia, I	$7.854 \times 10^{-9} \text{ m}^4$	Mass ratio, μ	0.068
Density, ρ	7850 kg/m ³	Effective mass ratio, μ^*	0.075
Mass of the beam, M_b	0.735 kg		
Young modulus, E	$2 \times 10^{11} \text{ Pa}$		
Cutting force position, x_b	0.294 m		
$b = x_b/L$	0.98		

2.6 Практичний приклад

Для ілюстрації методології, запропонованої в роботі, у цьому розділі представлений практичний приклад, що стосується справжньої розточувальної планки. У таблиці 5 узагальнені характеристики розточувальної планки, що є загальними значеннями, що використовуються в промислових інструментах. Таким чином, розглядається сталева розточувальна планка довжиною $L=0.30$ м

і круглий перетин діаметром $D=0.02$ м. Маса планки - $M_S=0.735$ кг, а відношення довжини до діаметра розточувальної планки (L/D) - 15. Динамічний поглинач має масу $M_D=0.05$ кг і розташований на відстані $a = 0.195$ м від затиснутого кінця. Важливо зазначити, що і маса, і положення поглинача вздовж планки не повинні перешкоджати його здатності виконувати розточувальну операцію. Нарешті, ми припускаємо, що сила різання застосовується поблизу вільного кінця розточувальної планки ($b=0.294$ м).

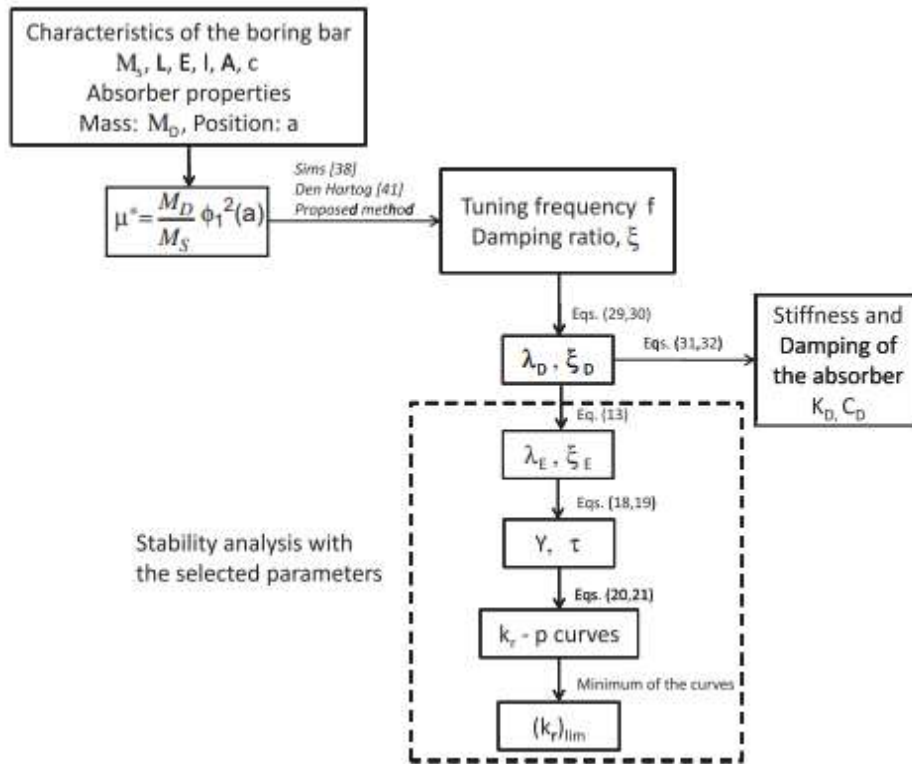


Рис.2.5. Схема розрахунку для вибору параметрів та аналізу стабільності

Method		f	ξ	λ_D	ξ_D	$(k_r)_{lim}$	K_D (N/m)	C_D (N m/s)
Den Hartog	$(f_1 \text{ with } \xi_1)$	0.930	0.162	0.924	0.036	0.496	42326	14.88
Sims 1	$(f_2 \text{ with } \xi_2)$	1.034	0.157	0.974	0.039	0.766	52265	16.00
Sims 2	$(f_2 \text{ with } \xi_3)$	1.034	0.167	0.974	0.041	0.768	52265	17.06
Proposed 1	$(f_1^* \text{ with } \xi_2)$	1.072	0.157	0.992	0.040	0.817	56261	16.61
Proposed 2	$(f_2^* \text{ with } \xi_3)$	1.053	0.167	0.983	0.042	0.820	54245	17.38

Для вибору інших характеристик динамічного поглинача схема розрахунку, представлена у попередньому розділі, показана на рис. 2.5 та застосована до даних, наведених у таблиці 5. Результати порівнювались з результатами, отриманими за методологіями Den Hartog та Sims, а основні результати порівняльного аналізу наведені в таблиці 6. Оптимальне рішення знайдено для жорсткості поглинача, $K_D=56.3$ N/mm та демпфування, $C_D = 16.6$ N s/m, що

знаходяться в запропонованому іншими авторами діапазоні (див., наприклад, [38]).

Зауважимо, що значення, наведені в таблиці 6, трохи відрізняються від значень, наведених у таблиці 2, для того ж значення μ^* (0,075). Ці відмінності зумовлені використанням наближених значень f^* у прикладі, наведеному рівняннями (33) та (34), замість отриманих у локальному аналізі.

У будь-якому випадку покращення поведінки стабільності було отримано за допомогою процедури, запропонованої у цій роботі. Мінімум діаграми стійкості (що є верхньою межею зони безумовної стійкості) був збільшений порівняно зі значеннями, заданими методологіями Den Hartog та Sims. Насправді приріст становив 64% та 7% відповідно.

Як вже було зазначено раніше, модель не враховує ефект вставки радіуса носа. Ozlu та Budak [26] провели розточувальні експерименти з різними радіусами носа, і вони встановили, що використання вставок зі збільшенням радіусом носа зменшує межу стабільності. При розточувальних операціях інструмент затискається таким чином, що він набагато гнучкіший за заготовку, оскільки ця гнучкість є загальною проблемою в поточних розточувальних операціях. Зміна межі абсолютної стабільності обумовлена раптовим збільшенням ефекту гнучкого інструменту на жорстку динамічну систему.

Хоча в цій роботі вплив радіусу носа не було проаналізовано, можна очікувати тих же тенденцій, які спостерігали Ozlu та Budak [26] для випадку без пасивного поглинача.

З іншого боку, представлена в статті методологія належним чином вирішує проблему стійкості розточувальної планки з пасивним поглиначем, підданим класичній силовій системі, що розглядається в процесі регенеративної вібрації, вдосконалюючи добре встановлений метод, запропонований раніше Sims [38], але він може бути застосований у більш загальних ситуаціях, включаючи, наприклад, вплив радіусу носа на динаміку системи і згодом у межу стабільності.

III. Проектування процесів цифрового контролю якості в і ефективного аналізу виробів перед виготовленням

3.1. Передумови цифрового виробництва

В «первісному» підході до моделювання залишався дуже серйозний недолік - математична модель являла собою якийсь кінцевий результат з невідомим походженням. Вона була гарна тільки коли вже готова, була статична й мало інформативна. Для виробу, що розробляється і багаторазово змінюється залежно від різних обставин, це означало тільки одне: кожний новий варіант - це нова модель.

Оскільки методично первісне моделювання було зовсім «прямим», його важко було автоматизувати, згодом зусиллями розробників був створений новий тип геометричного моделювання з історією побудови. В основі цього механізму лежала схема, що містить аргументи побудови трьох видів: геометричні елементи (точки, прямі, криві, площини, поверхні), чисельні параметри з одиницями виміру (відстані, кути) і чисельні параметри без розмірності. Історія побудови зберігалася разом з кінцевим результатом і дозволяла змінювати форму поверхні, або об'ємного тіла методом зміни чисельних значень, параметрів, або заміни елементів, що входять у його історію. Так уперше з'явилося поняття «специфікації геометричного визначення» і «рекалькуляції», що означає можливість автоматичного повторення методу побудови геометрії при зміні одного або декількох його аргументів. Розроблювач виробу одержав можливість варіювати різними параметрами з метою оптимізації бажаної якості.

Згодом з'явилися нові рішення по способах зберігання історії геометрії, наприклад, алгебраїчно-сценарна параметризація, що дозволяла збагатити історію побудови найпростішими асоціативними зв'язками між елементами і їхніми розмірами. Це було важливе розширення «специфікації геометричного визначення», а можливості модифікації геометрії істотно підвищилися. Одним із проявів алгебраїчно-сценарної параметризації стало моделювання на основі стандартизованих елементів побудови (Feature Based Design).

Від загального до конкретного

У такому дусі тривав розвиток засобів CAD/CAM/CAE, аж до теперішнього моменту: заглиблювалася спеціалізація програмного забезпечення

для різних галузей промисловості, конструктивно-технологічних класів деталей і різних дисциплін, залучених у процес розробки виробу. З'явилися спеціалізовані засоби моделювання деталей з листових деталей, виливків, кувань, профільних напівфабрикатів, труб, електрики й інших. І в кожного була своя специфікація геометричного визначення, зі своїми особливостями й термінологією.

Але це було лише кількісне зростання, а на якісному рівні, як і раніше, було тільки геометричне моделювання й додатки, заради яких воно робилося, причому на різних платформах, з різними користувальницькими інтерфейсами, способами подання виробу й різних форматів даних. Істотного приросту продуктивності на рівні всього промислового бізнесу ці розробки вже не давали, навпаки, це різноманіття програмного забезпечення на ринку САПР створило безліч проблем на стиках різних дисциплін і підприємств-учасників виробництва. А глобальні зміни у світовій промисловості підсилили проблеми до рівня кризи. Тому CAD/CAM/CAE був обмежений тим, що заснований на деякому ядрі геометричного моделювання, навколо якого нашаровувалися різні додатки, що оперують цією геометрією. Він залишався у вузьких рамках понять, що не виходять за межі синтезу форми й нічого не знав про те, що відбувається на макрорівні.

Різке збільшення обсягів машинобудівного виробництва й одночасне зародження мікропроцесорної обчислювальної техніки в післявоєнні роки змусили серйозно замислитися над більше прецизійними способами формовизначення - геометричного моделювання. Спочатку вдалося це зробити на рівні креслярської графіки, а потім і на рівні тривимірної моделі, що у своєму первісному виді володіла важливою перевагою - це був незалежний від температури й вологості формо-носій, що однозначно визначав координати й вектор нормалі для будь-якої точки на поверхні форми. Це відкривало можливість необмежено тиражувати дану форму в різних завданнях без ефекту нагромадження погрішності при копіюванні. Для таких галузей, як авіаційна, це був «цілющий бальзам», оскільки виготовлення планера пов'язане з довгими ланцюжками послідовного копіювання форм - від плазів через безліч шаблонів до виконавчого виробничого оснащення й кінцевого продукту. Завдяки математичній моделі, у кожного із цих компонентів міг бути єдиний прототип форми - електронна майстер-модель. Ефект кумулятивного нагромадження погрішності тим самим був усунутий.

Електронне подання просторової форми стало так само придатним для чисельного аналізу, точність якого була адекватна точності формо-визначення. Навчилися визначати площу поверхні, координати центра ваги, моменти інерції їхнього вектора та інші життєво важливі параметри. Інженери одержали можливість знати наперед, скільки буде важити виріб і де в нього буде центр ваги. Крім того, модель навчили «позувати» перед креслярським аркушем (в електронному виді) для одержання настільки ж точної графіки. Згодом з моделі навчилися копіювати не тільки форму, але й шлях інструмента, в результаті роботи якого ця форма могла бути матеріалізована на виробництві. Так само відбулося й зі створенням розрахункових моделей для інженерних розрахунків - сітка кінцевих елементів, як і всі інші додатки, стала створюватися на основі всієї ж вихідної форми у вигляді електронної моделі.

3.2 Поняття цифрового виробництва

Всі основні тенденції світов CAD\CAE системи. полягає в тому, щоб забезпечити вирішення всіх завдань за допомогою набору взаємодоповнюючих програмних функцій одного розробника програмного забезпечення. За такою схемою розробники систем надають доступ до уже власностворених CAE-систем, інтегрованих в CAD. Найбільш розповсюдженими серед них є SolidWorks, PTC Creo, Catia, NX та інші. SolidWorks – це сучасний програмний комплекс САПР, призначений для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської і технологічної підготовки підприємства. Він дозволяє проектувальникам створити математичну тверду модель об'єкту, яку можна зберегти в базі даних. SolidWorks є системою для проектування технічних об'єктів зі складною механікою, і використовує параметричний функціональний підхід, який спочатку розроблявся PTC (Creo / Pro-Engineer) для створення моделей та збірок. Параметри відносяться до обмежень, значення яких визначають форму чи геометрію моделі або складання. Параметри можуть бути числовими, такими як довжина рядка або діаметр кола, або геометричні параметри, такі як дотичні, паралельні, концентричні, горизонтальні або вертикальні тощо. Числові параметри можуть бути пов'язані один з одним через використання відносин. Побудова моделі в SolidWorks зазвичай починається з 2D чи 3D ескізу. Ескіз складається з геометрії, наприклад, точок, ліній, дуг, контурів (крім гіперболи) та сплайнів. Відносини використовуються для визначення таких атрибутів, як дотичність, паралельність, перпендикулярність і концентричність. Параметричний характер

SolidWorks означає, що розміри та співвідношення керують геометрією, а не навпаки. Розміри в ескізі можна регулювати незалежно або 28 за взаємно з іншими параметрами всередині або за межами ескізу [30]. Крім того, креслення нового виробу може бути створене або з деталей, або зі збірок. SolidWorks найбільш часто вживаний для проектування в сфері машинобудування та дозволяє перетворювати дані у різні формати.

Кожний фахівець, що працює в аерокосмічній промисловості, добре знає, що процес автоматизації за допомогою програмних засобів може виявитися марним, тому що для одержання бажаного результату необхідно одночасна наявність нових технологій, процесів і грамотних виконавців. Гармонічне сполучення всіх трьох компонентів є дуже важким завданням.

3.2.1 Властивості

Будь-який об'єкт в описі продукту наділений негеометричними характеристиками.

- Графічні атрибути, що представляють об'єкт засобами діалогу системи.
- Ідентифікація, що визначає систему іменування, позначення й подання продукту в службовій документації.
- Фізичні властивості, що визначають механічні й геометричні характеристики компонентів виробу – об'єм, площа поверхні, координати центра ваги, орієнтація векторів моментів інерції й інші.

3.3 Сучасні технології цифрового виробництва

3.3.1 Введення

Проаналізуємо сучасне середовище конструювання, щоб зрозуміти, чому Цифрове Виробництво стає усе більше й більше важливим для виробника. В ідеалі, ми могли б візуалізувати виріб в нашій голові й повідомляти про конструкцію різним частинам проекту в усній або простій письмовій формі. Це може бути, можливо для простого об'єкта, але сьогоденні вироби занадто складні для такого способу обміну інформацією. Щоб описати складні проекти, інженери звернулися до візуалізації й інструментів зв'язку, для того щоб перевести виріб з їхньої уяви в цифрове подання. Після того, як проект переведений у цифрову форму, він може бути розділений, з'єднаний і пов'язаний з іншими. Сьогоднішні CAD-системи зменшують час на усний і письмовий

зв'язок, дозволяючи виробу приймати різні положення в просторі й часі. Оскільки інструменти автоматизованого проектування стали потужнішими й включили в себе 3D моделювання, зв'язок покращився стрімкоподібно. Навіть складні конструкції з тисячами компонентів, можуть тепер бути змодельовані точно й ефективно передані іншим інженерам, клієнтам, постачальникам і виробничому персоналу.

3.4 SOLID - принципи об'єктно-орієнтовного програмування

SOLID це аббревіатура п'яти основних принципів проектування в об'єктно-орієнтованому програмуванні - Single responsibility, Open-closed, Liskov substitution, Interface segregation і Dependency inversion. У перекладі на українську: принципи єдиної відповідальності, відкритості / закритості, підстановки Барбари Лісков, поділу інтерфейсу і інверсії залежностей)

Абревіатура SOLID була запропонована Робертом Мартіном, автором кількох книг, широко відомих в співтоваристві розробників. Ці принципи дозволяють будувати на базі ООП масштабовані і супроводжувані програмні продукти зі зрозумілою бізнес-логікою.

розшифровка:

Single responsibility (принцип єдиної відповідальності)

Open-closed (принцип відкритості / закритості)

Liskov substitution (принцип підстановки Барбари Лісков)

Interface segregation (принцип поділу інтерфейсу)

Dependency inversion (принцип інверсії залежностей)

- Принцип єдиною обов'язки / відповідальності (single responsibility principle) позначає, що кожен об'єкт повинен мати одну обов'язок і цей обов'язок повинна бути повністю інкапсульовані в клас. Всі його сервіси повинні бути спрямовані виключно на забезпечення цього обов'язку.
- Принцип відкритості / закритості декларує, що програмні сутності (класи, модулі, функції і т. П.) повинні бути відкриті для

розширення, але закриті для зміни. Це означає, що ці сутності можуть міняти свою поведінку без зміни їх вихідного коду.

- Принцип підстановки лісков (Liskov substitution) в формулюванні Роберта Мартіна: «функції, які використовують базовий тип, повинні мати можливість використовувати підтипи базового типу не знаючи про це».
- Принцип поділу інтерфейсу (interface segregation) в формулюванні Роберта Мартіна: «клієнти не повинні залежати від методів, які вони не використовують». Принцип поділу інтерфейсів говорить про те, що занадто «товсті» інтерфейси необхідно розділяти на більш дрібні і специфічні, щоб клієнти маленьких інтерфейсів знали тільки про методи, які необхідні їм у роботі. У підсумку, при зміні методу інтерфейсу не повинні змінюватися клієнти, які цей метод не використовують.

Принцип інверсії залежностей (dependency inversion) - модулі верхніх рівнів не повинні залежати від модулів нижніх рівнів, а обидва типи модулів повинні залежати від абстракцій; самі абстракції не повинні залежати від деталей, а ось деталі повинні залежати від абстракцій.

Ось уже вісім років на світовому ринку САПР присутній система SolidWorks. Тоді, в далекому 1995 році, ніхто й гадки не мав, який відгук знайде SolidWorks в серцях конструкторів і дизайнерів, скільки успішних проектів буде виконано з її допомогою і реалізовано у виробництві. Озираючись на минулі роки, можна сміливо стверджувати, що концептуальні ідеї, покладені розробниками в основу SolidWorks 95 (так називалася перша версія системи), були настільки гармонійно розвинуті в наступних десяти релізах, що в даний момент SolidWorks дійсно стала стандартом тривимірного проектування - як в Україні, так і в усьому світі.

3.4.1 Введення SolidWorks

Безсумнівно, історичні корені, та й, власне, динаміка розвитку будь-якої САПР багато в чому визначають її місце серед собі подібних, що, в свою чергу, відбивається на подальшому успіху (або неуспіху) цієї системи на ринку.

Знаючи історію розвитку SolidWorks, можна сміливо стверджувати, що ця система з найперших днів зайняла міцне місце на ринку САПР серед так званих систем середнього рівня, а згодом, набравши належну функціональність, внесла сум'яття в ряди своїх важчих «побратимів».

SolidWorks - розробка корпорації SolidWorks Corp (США), в даний час є незалежним підрозділом транснаціональної корпорації Dassault Systemes (Франція). Історія корпорації SolidWorks така. Вона була заснована в 1993 році в США в штаті Массачусетс, де і понині розташовується її штаб-квартира. Основу колективу SolidWorks Corp склали фахівці в області тривимірного параметричного моделювання, що мали на той момент вже великий практичний досвід роботи в інших компаніях цього профілю, а також в машинобудуванні.

При складанні технічного завдання на розробку програми автори SolidWorks постаралися закласти в її концепцію все передові на той момент ідеї, більшість з яких ще не було реалізовано в жодній з існуючих на той час САПР. Власне, бурхливий розвиток персональних комп'ютерів на початку 90-х років стало необхідною і достатньою умовою для появи нового покоління САПР для ПК, що багато в чому визначило перспективи подальшого розвитку цих систем. Якщо до середини 90-х років системи 3D-моделювання були дорогим задоволенням, оскільки функціонували виключно на робочих станціях в середовищі UNIX, то з появою порівняно недорогих і в той же час високопродуктивних процесорів Intel Pentium і AMD дана проблема була знята. Це зумовило масовий попит на САПР нового покоління, зокрема - на SolidWorks.

Навесні 1993 року за поручительство провідних промислових підприємств та впливових осіб США був узятий банківський кредит і розпочато розробку першої версії SolidWorks. Ризик невдачі був великий, але півтора роки клопіткої роботи увінчалися тим, що 25 грудня 1995 року, коли в Європі та США відзначали Різдво, побачила світ перша версія системи SolidWorks, яка була названа за номером поточного року - SolidWorks 95. Відмінні риси SolidWorks 95 - адаптивна зв'язок між деталями, збірками та кресленнями, а також 100-процентна параметризація. Ця версія відразу ж отримала кілька престижних

нагород за новаторство в області САПР-технологій (рис. 1).



Рис. 3.5. Нагороди, отримані SolidWorks за період з 1995-го по 2002 рік

До слова сказати, саме в цій версії вперше з'явилося дерево конструювання FeatureManager, що відображає ієрархію моделі і дає можливість редагувати як окремі геометричні примітиви, так і переміщення в часі по структурі моделі. Це зараз подібне графічне представлення моделі стало своєрідним стандартом і використовується у всіх без винятку системах 3D-моделювання - тоді ж це був прорив в майбутнє, і зробили його скромні автори SolidWorks 95.

Але це був тільки початок. Двополюсний світ так званих систем нижнього і верхнього рівнів завмер в очікуванні принципово нового класу САПР. Через півроку після появи SolidWorks 95, а саме 23 червня 1996 року, вийшла її чергова версія - SolidWorks 96, яка була визнана кращою САПР 1996 року в виставці AUTOFACT'96. Ця версія відразу ж очолила список Windows-подібних систем 3D-моделювання, які одна за одною, як гриби після дощу, стали з'являтися в той час на ще не сформований остаточно ринку САПР середнього рівня.

1 січня 1997 року побачила світ SolidWorks 97 - новий шедевр SolidWorks Corp. Ця версія SolidWorks вперше знайшла застосування у вітчизняній промисловості. Починаючи з 1997 року вже можна говорити про появу принципово нового класу програмних продуктів - САПР середнього рівня (рис. 2). SolidWorks перейняла у легких систем відкритість інтерфейсу і доступну ціну, а у важких - чудові можливості 3D-моделювання (до слова сказати,

SolidWorks побудована на геометричному ядрі Parasolid, тобто на тому ж ядрі, що і Unigraphics).

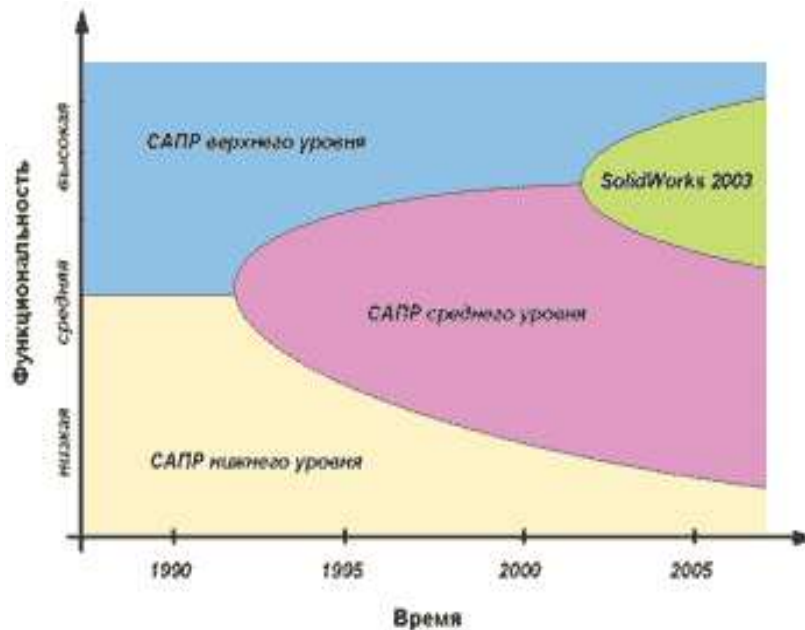


Рис. 3.6. Тенденції розвитку світового ринку САПР

3 серпня 1997 року з'явилася SolidWorks 97 Plus. В цей же час тривали з початку року переговори між керівництвом SolidWorks Corp і Dassault Systemes завершилися підписанням угоди про перехід права власності на SolidWorks до Dassault Systemes. Незважаючи на песимістичні прогнози скептиків про те, що CATIA задушить SolidWorks, цього не сталося, навпаки - SolidWorks вийшла на новий рівень розвитку: розробники повернулися обличчям до європейського ринку і, що особливо приємно, - до України. 24 березня 1998 року побачила SolidWorks 98 російською мовою! Русифікований був не тільки призначений для користувача інтерфейс (меню, вікна, довідка), а й технічна документація. Таким чином, SolidWorks є першою і досі єдиною зарубіжною САПР, перекладеної на російську мову власними силами розробника. Ця версія SolidWorks, поряд з імпортними стандартами, підтримує ЕСКД як самостійний креслярський стандарт! Подібна функціональність досі не реалізована в жодній іншій імпортній CAD-системі.

Функціональні можливості SolidWorks міцніють з кожною новою версією: твердотельное і поверхневе моделювання, можливість обміну геометричними моделями з будь-якими існуючими на ринку системами, робота з великими збірками та багато іншого.

Така історія розвитку SolidWorks. Але до кінця вона ще не дописана: в цьому році нас очікує чергова версія, з якою, сподіваємося, буде ще простіше і цікавіше працювати по ряду нижчевикладених причин.

3.4.2 SolidWorks. Комплексна автоматизація проектування і підготовки виробництва

Аналізуючи світові тенденції розвитку САПР і проводячи аналогії з серединою 90-х років (див. Попередню главу), коли CAD-системи середнього рівня здобули впевнену перемогу над 2D-системами, можна зробити висновок, що зараз спостерігається черговий якісний перехід у розвитку 3D-моделювання - в сторону єдиних інтегрованих рішень. З'явилася нова градація в позиціонуванні САПР на ринку - комплексні системи. Безумовно, найяскравішим представником цього напрямку є SolidWorks ступінь інтеграції та функціональні можливості якої вже давно ні в кого не викликають сумнівів. На даний момент структуру пакета SolidWorks можна представити таким чином:

- базове рішення, куди входять можливості 3D-моделювання деталей і зборок, експрес-аналіз міцності і кінематики, оформлення креслень, імпорт / експорт геометрії з інших систем, API-інтерфейс;
- крім базового рішення розроблено понад 300 спеціалізованих модулів, що вирішують різні прикладні завдання, такі як управління даними, технологічна підготовка виробництва і т.д. (Рис. 3 і 4).



Рис. 3.7. SolidWorks - комплексне рішення

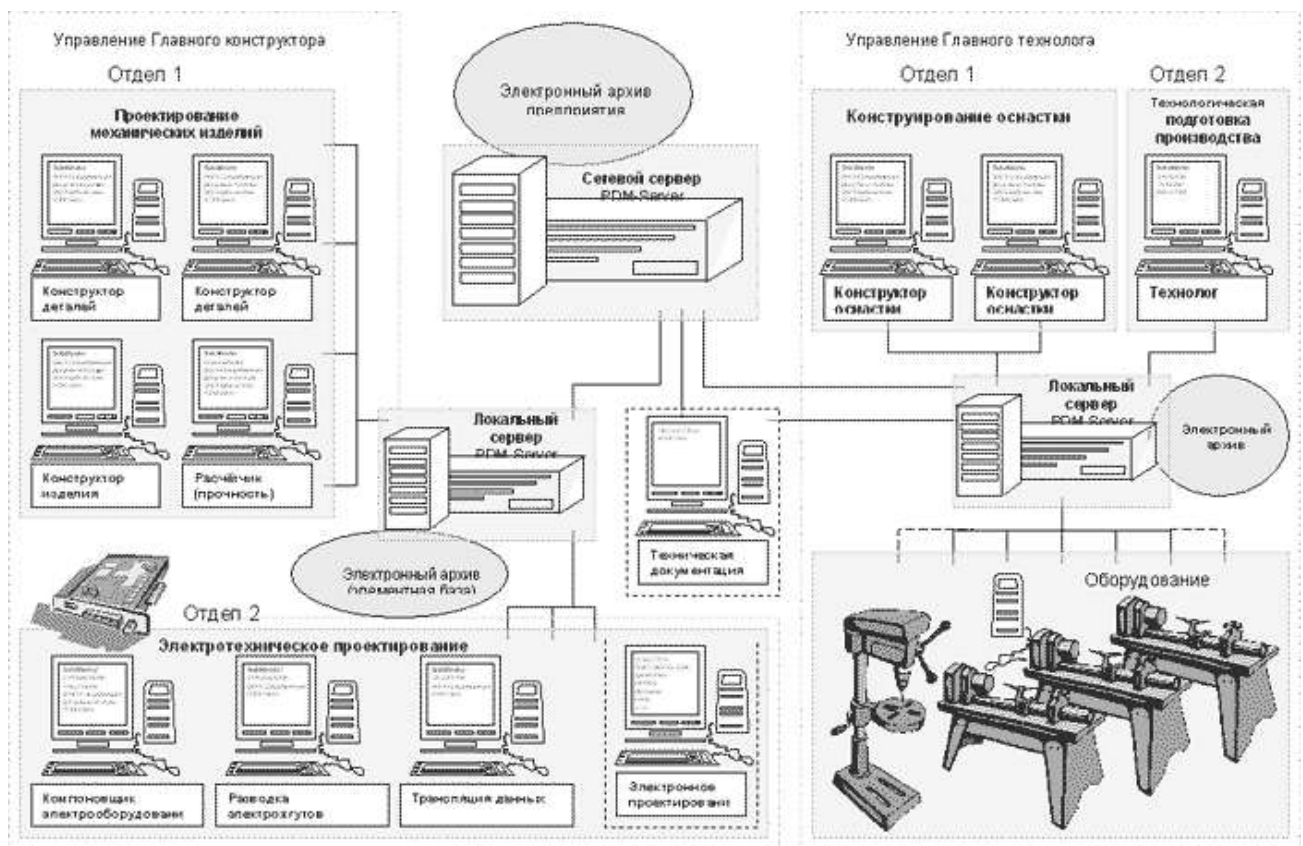


Рис.3.8. Принципова схема роботи SolidWorks в єдиній мережі підприємства під управлінням SWR-PDM

Базове рішення SolidWorks - це система гібридного параметричного моделювання, яка призначена для проектування деталей і зборок в тривимірному просторі з можливістю проведення різних видів експрес-аналізу, а також оформлення конструкторської документації відповідно до вимог ЕСКД. Відмінними рисами SolidWorks є:

- твердотельное і поверхневе параметричне моделювання;
- повна асоціативність між деталями, збірками та кресленнями (рис. 5);
- багатий інтерфейс імпорту / експорту геометрії;
- експрес-аналіз міцності деталей і кінематики механізмів;
- спеціальні засоби по роботі з великими збірками;
- простота в освоєнні і висока функціональність;
- гнучкість і масштабованість;
- 100-відсоткове дотримання вимог ЕСКД при оформленні креслень;
- російськомовний інтерфейс і документація.

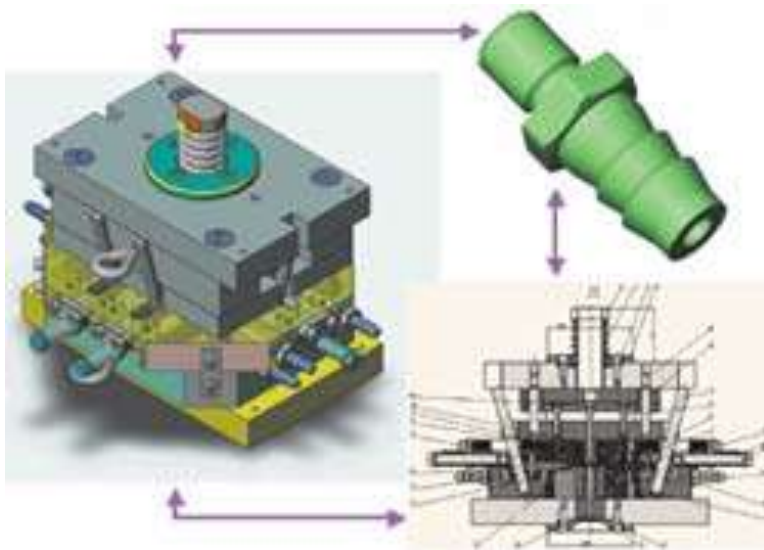


Рис. 3.9 Деталі, збірки і креслення SolidWorks асоціативно пов'язані між собою.

3.4.3 Проектування деталей, зборок і оформлення креслень

В SolidWorks можна однаково успішно працювати як з твердими тілами, так і з поверхнями. Як правило, деталь являє собою тверде тіло, поверхня якого поєднання твердого тіла і набору поверхонь. Процес побудови 3D-моделі ґрунтується на створенні елементарних геометричних примітивів та виконанні різних операцій між ними. Подібно конструктору LEGO модель набирається зі стандартних елементів (блоків) і може бути відредагована шляхом або додавання (видалення) цих елементів, або зміни характерних параметрів блоків.

3D-модель містить найбільш повний опис фізичних властивостей об'єкта (обсяг, маса, моменти інерції) і дає проектантові можливість роботи в віртуальному 3D-просторі, що дозволяє на найвищому рівні наблизити комп'ютерну модель до вигляду майбутнього виробу, виключаючи етап макетування.

Протягом останніх декількох років розробники SolidWorks приділяють пильну увагу роботі з великими збірками, кількість компонентів яких може становити десятки і сотні тисяч одиниць. Безумовно, для роботи з такими комплексними моделями потрібно використовувати спеціальні методики управління окремими деталями і вузлами збирання, раціонально розпоряджатися ресурсами процесора і оперативної пам'яті.

Для цього в SolidWorks існує спеціальний режим, який так і називається «Режим роботи з великими збірками». Він дозволяє оптимально розподілити програмні і апаратні ресурси, заощаджуючи, таким чином, час завантаження і перестроювання збірки. Кращим доказом працездатності «Режиму роботи з великими збірками» є роботи наших замовників, які протягом останніх двох років створюють великі проекти, що складаються з 10-60 тис. Компонентів (рис. 6).



Рис. 3.10 Проектування великих збірок (проект «Міні-завод по виробництву м'якої покрівлі», ДНВЦ «Зірка-Стріла», Корольов).

У базову конфігурацію SolidWorks входить модуль експрес-аналізу міцності - COSMOSXpress, що є «полегшеною» версією пакета COSMOS / Works і призначений в першу чергу для інженерів-проектувальників, що не володіють глибокими знаннями в теорії кінцево-елементного аналізу. Проте COSMOSXpress дозволяє проектувальнику визначити, де розташовані концентратори напружень, оцінити «перегружені» елементи конструкції, з яких може бути видалений надлишковий матеріал з метою зниження ваги і відповідно вартості майбутнього виробу (рис. 7).

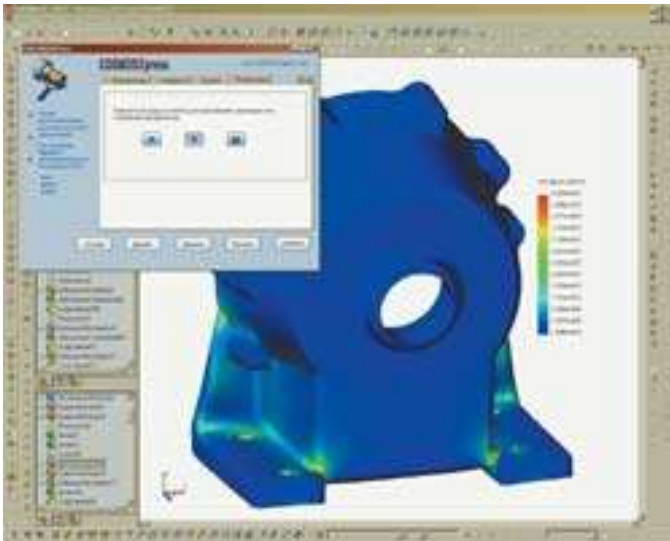


Рис. 3.11 Розрахунок на міцність в COSMOSXpress

COSMOSXpress виконаний у вигляді програми-помічника, що нагадує користувачеві послідовність дій, необхідних для підготовки розрахункової моделі і проведення аналізу. Інтерфейс COSMOSXpress, як і SolidWorks, виконаний російською мовою, що по-своєму унікальне, оскільки цього немає ні в одній імпортованій системі кінцево-елементного аналізу.

3.4.4 Трансляція даних

На сучасному етапі економічні втрати при обміні CAD-моделями дуже істотні, саме тому в базове рішення SolidWorks включені всі необхідні транслятори, що забезпечують коректну передачу даних як в нейтральних, так і в «рідних» форматах більшості існуючих нині на ринку САПР (рис. 2.11 і 2.12).

Нейтральные форматы	Интерфейсы с САПР
IGES (*.igs)	Unigraphics
Parasolid (*.x_t, *.x_b)	CATIA
STEP AP203, 214 (*.step)	Pro/ENGINEER
ACIS (*.sat)	CADKEY
VDAFS (*.vda)	Solid Edge
DXF/DWG	Mechanical Desktop
STL (*.stl)	Inventor
VRML (*.vrl)	AutoCAD
TIFF (*.tif), JPEG (*.jpg)	

Рис. 3.12 Транслятори даних SolidWorks

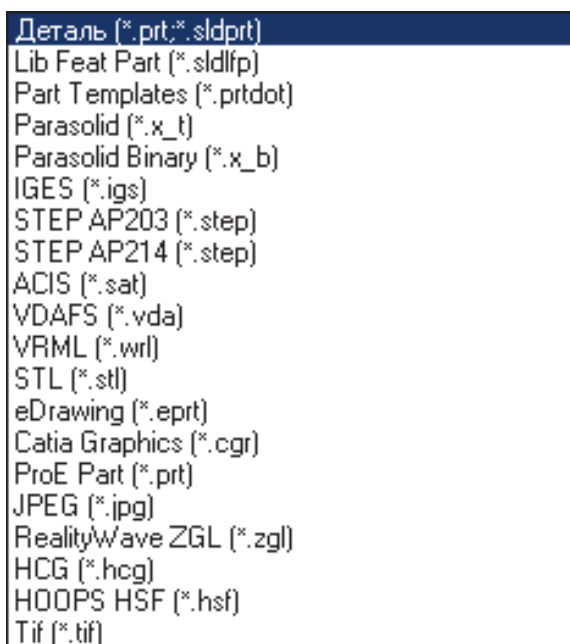


Рис. 3.13 Список підтримуваних розширень файлів в діалогових вікнах «Відкрити» (зліва) і «Зберегти» (праворуч)

У 2000 році пакет SolidWorks був сертифікований за стандартом STEP AP 203 (ISO / IEC 10303 Standard for the Exchange of Product Model Data) компанією U.S. Product Data Association (US PRO, США). Повноцінно підтримуючи стандарт STEP, SolidWorks гарантує надійний обмін даними з різними конструкторсько-технологічними системами. Використовуючи сертифіковане програмне забезпечення, підприємство отримує додаткові гарантії якості продукції, що випускається, а також перспективи в отриманні закордонних замовлень.

3.4.5 Оформлення креслень

Процес конструювання в SolidWorks не закінчується на розробці об'ємних деталей і зборок. Програма дозволяє автоматично створювати креслення по заданій 3D-моделі, виключаючи помилки проєктанта, що неминуче виникають при зображенні проєкцій виробу вручну. SolidWorks підтримує креслярські стандарти GOST, ANSI, ISO, DIN, JIS, GB і BSI. Креслення SolidWorks мають двобічної асоціативністю з 3D-моделями, завдяки чому розміри моделі завжди відповідають розмірам на кресленні.

В SolidWorks є безкоштовний модуль - eDrawings, за допомогою якого можна створювати, переглядати і виводити на друк електронні креслення SolidWorks і AutoCAD. Завдяки вбудованій програмі перегляду креслення eDrawings можна відразу ж відкрити для перегляду без використання будь-яких заздалегідь встановлених на комп'ютері CAD-систем або інших засобів перегляду. Дуже зручним і наочним засобом, що дозволяє зрозуміти конструкцію виробу, зображеного на кресленні, є можливість анімувати креслення і подивитися, як співвідносяться між собою креслярські види.

CAE (Computer-Aided Engineering) - комплекс програмних продуктів, які здатні дати користувачеві характеристику того, як буде вести себе в реальності розроблена на комп'ютері модель виробу. По-іншому CAE можна назвати системами інженерного аналізу. У своїй роботі вони використовують різні математичні розрахунки: метод кінцевих елементів, метод кінцевих різниць, метод кінцевих об'ємів. За допомогою CAE інженер може оцінити працездатність виробу, не вдаючись до значних тимчасовим і фінансових витрат.

При проведенні будь-якого виду аналізу в системах CAE традиційно виділяються три етапи його проведення:

- попередня обробка даних (побудова по геометричній моделі виробу - CAD-даними - необхідної моделі досліджуваного процесу, наприклад, сітки кінцевих елементів, точок прикладання сил і їх векторів);
- аналіз моделі за допомогою спеціалізованого вирішувальника;
- заключна обробка результатів (візуалізація результатів розрахунків математичної моделі).

3.4.6. Інтерфейс прикладного програмування

До складу базового рішення SolidWorks входить спеціальний інтерфейс для розробки призначених для користувача підпрограм - SolidWorks API (Application Programming Interface). API-інтерфейс містить сотні функцій, які можна викликати з програм Microsoft Visual C ++, Visual Basic, VBA (Excel, Word і т.д.) або файлів-макросів SolidWorks. Ці функції надають програмісту прямий доступ до функціональних можливостей САПР SolidWorks і дозволяють автоматизувати і таким чином ідеально налаштувати систему на рішення

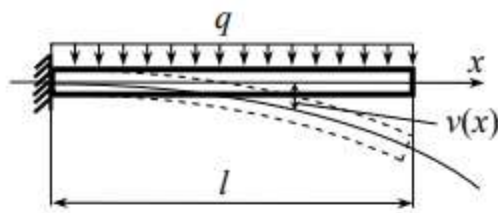
специфічних завдань конкретного підприємства. На відміну від ряду конкуруючих систем, API-інтерфейс входить в базову функціональність SolidWorks і поставляється безкоштовно.

3.5 Основна концепція методу скінченних елементів

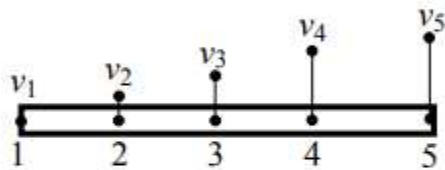
Основна ідея МСЕ полягає в тому, що будь-яку безперервну, в деякій області величину (наприклад, внутрішнє зусилля в фундаментній балці, переміщення в плиті перекриття і т.п.) можна апроксимувати дискретною моделлю, яка створюється з безлічі *кусково-неперервних функцій*, визначених в кінцевому числі підобластей (елементів). Зазвичай такими функціями є поліноми - лінійні, квадратичні, кубічний і т.д. Кусково-неперервні функції будуються за допомогою значень неперервної величини в точках з'єднання елементів (в вузлах). Таким чином, щоб визначити невідому безперервну величину, потрібно визначити її значення в вузлах.

Основні етапи створення дискретної моделі невідомої величини наступні:

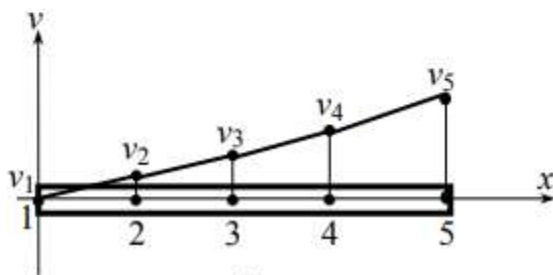
1. У досліджуваній області задається кінцеве число точок (вузлів).
2. Значення безперервної величини в кожному вузлі вважаються невідомими, вони повинні бути визначені.
3. Досліджувана область розбивається на кінцеве число підобластей (Елементів), що мають спільні точки (вузли).
4. Безперервна величина в кожному елементі апроксимується поліномом, який визначається за допомогою вузлових значень цієї величини: для кожного елемента визначається свій поліном, але його коефіцієнти підбираються так, щоб зберігалася безперервність величини на кожному кордоні елемента. Основну ідею МСЕ ілюструє наступний приклад.



а)



б)



в)

Розглядаються прогини v в стержні (рис. 3.14 а).

Безперервна величина - функція прогину $v(x)$. Її область визначення (досліджувана область) - стержень довжиною l .

Здається п'ять точок (вузлів). Фіксуються прогини в кожному вузлі:

v_1, v_2, v_3, v_4, v_5 (рис. 3.14 б).

Апроксимуюча функція -

лінійний по x поліном, так як на кожен елемент припадає по два вузли.

Остаточна апроксимація) $v(x)$ -

чотири кусочно-лінійні функції,

кожна з яких визначена на окремому елементі (рис. 3.14 в).

Рис.3.14Стержень (а,б,в)

Невідомі вузлові значення $v(x)$ повинні бути відрегульовані таким чином, щоб наближення до істинної функції $v(x)$ було найкращим. Це здійснюється мінімізацією деякої величини, пов'язаної з фізичною суттю завдання. Процес мінімізації зводиться до вирішення систем лінійних алгебраїчних рівнянь щодо вузлових значень $v(x)$. Якщо невідома безперервна величина ϕ визначена в дво- або тривимірній області, апроксимуючими є функції від x і y або від x, y і z відповідно. Двовимірною область розбивається зазвичай на елементи у формі трикутника або чотирикутника, тривимірною область - на елементи у формі тетраедра або паралелепіпеда. Апроксимуючі функції зображуються в такому випадку плоскими (рис. 3.15 а) або криволінійними (рис. 3.15 б) поверхнями (двовимірною областю).

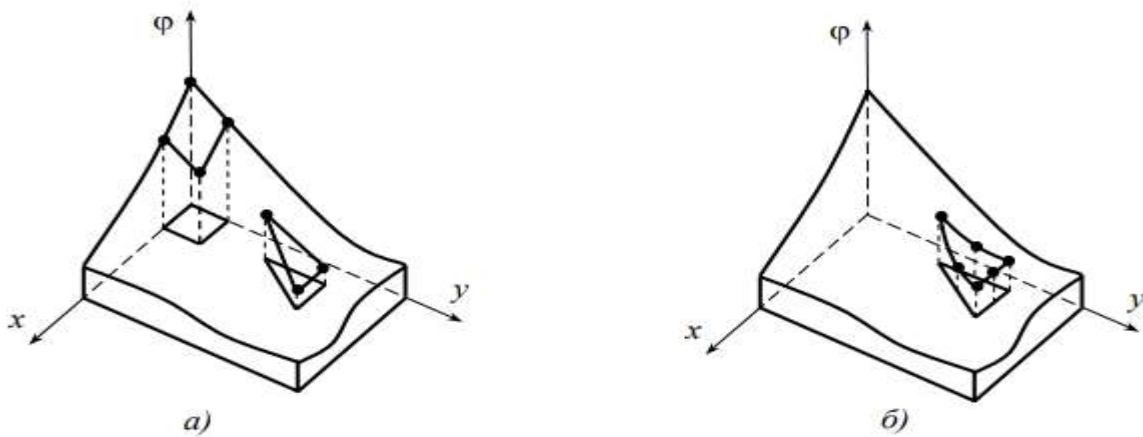


Рис.3.15. Апроксимуюча функція.

Зі сказаного вище випливає, що основними перевагами МСЕ є наступні:

1. Можливість досліджувати тіла (конструкції), складені з декількох матеріалів (так як властивості матеріалів сусідніх елементів можуть бути різними).
2. Можливість досліджувати області (конструкції) будь-якої форми (Так як криволінійна область апроксимується прямолінійними елементами або точно описується криволінійними елементами).
3. Можливість обліку різних граничних умов: з розривної навантаженням, змішаних.
4. Можливість складання загальних методик і програм для вирішення різних з фізики завдань одного певного виду (наприклад, програма осесиметричної задачі про поширення тепла може бути використана для вирішення будь-якої задачі даного типу: про розподіл напруг в осесиметричної конструкції і т.п.).

В англomовній літературі широко поширені такі аналоги цих аббревіатур:

FEM (Finite Element Method)

FEA (Finite Element Analysis)

В наш час, мабуть, складно знайти технічну сферу, в якій не застосовували б МСЕ. Ось лише деякі завдання, які вирішуються інженерами в МСЕ:

механіка деформованого твердого тіла (structural analysis)

теплообмін (heat transfer)

гідродинаміка (fluid flow)

массоперенос (mass transfer)

електродинаміка (electrodynamics) і ін.

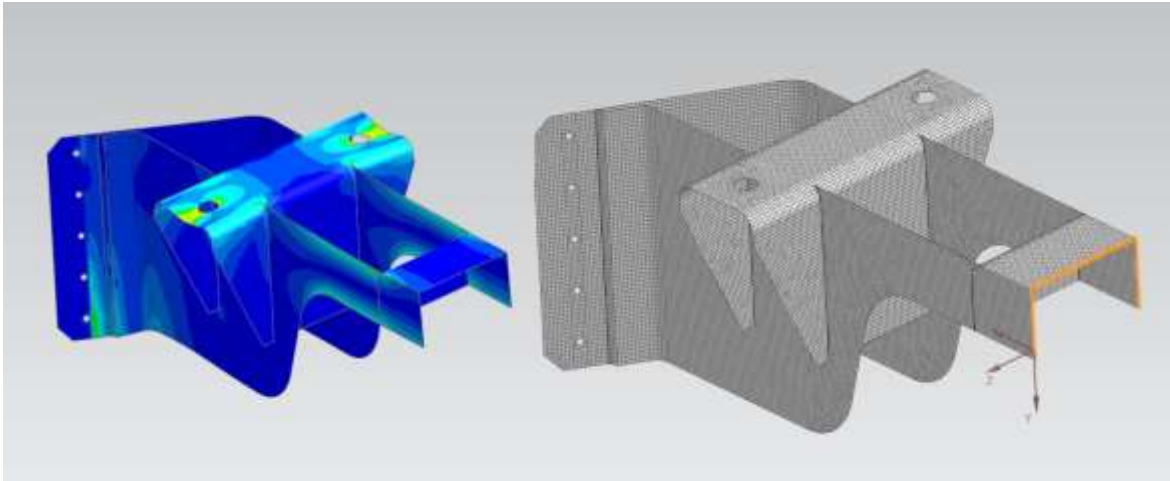


Рис.3.16

3.6 Чому МСЕ - це більше про математику, ніж про інжиніринг

Не секрет, що навколишній нас світ (в цілому) і інженерно-технічні об'єкти (зокрема) описуються диференціальними рівняннями в похідних. Як правило, отримати точний аналітичний розв'язок таких рівнянь досить складно, тому розраховувачі змушені вдаватися до чисельних (наближеним) методам розрахунку. Одним з таких інструментів і є метод кінцевих елементів.

3.7 Суть методу скінченних елементів

Типова інженерне завдання в МСЕ починається з підготовки моделі - віртуального аналога реальної будівельної конструкції, технологічного виробу, деталі механізму і т. П.

З геометричної точки зору, розрахункова модель являє собою поле точок, пов'язаних між собою примітивами (відрізками прямих ліній, трикутниками, прямокутниками і ін.). Так утворюється якась сітчаста структура - геометрія вихідної конструкції апроксимується накладеною на неї сіткою і подальша робота здійснюється вже не з вихідною системою, а з отриманої сіткою.

Крім геометрії, примітиви, що з'єднують вузлові точки моделі, мають також відомими механічними властивостями. Це означає, що зв'язавши жорсткості всіх елементів сітки в єдине ціле (в рамках прийнятих в моделі припущень), можна встановити напружено-деформований стан всієї системи. Так розраховувач може отримати будь-які питання, що цікавлять його чинники - поздовжні і поперечні сили, згинальні і крутильні моменти, напруги, деформації та ін.

Кількість вузлів і елементів, з яких складається розрахункова модель, заздалегідь відомо. Для деяких складних систем воно може вимірюватися тисячами і навіть мільйонами, але воно, так чи інакше, звичайно. Ця обставина, а також те, що заздалегідь відомий принцип "роботи" кожного окремого елемента системи, породило назву - метод кінцевих елементів. А саму сітку називають, як правило, кінцево-елементною.

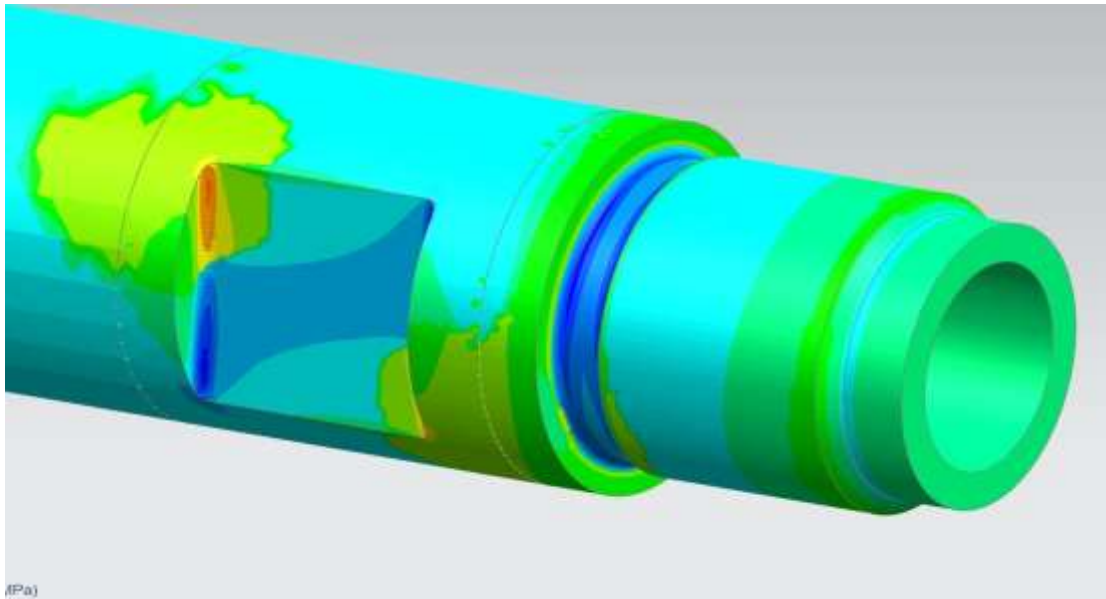


Рис.3.17 Розрахункова модель МСЕ | Dystlab Store

3.8 Програми для розрахунків методом кінцевих елементів

CAE - англomовна аббревіатура, дослівно означає Computer-Aided Engineering. Так прийнято називати софт, який вирішує різні інженерно-технічні завдання (аналіз, розрахунки, симуляції різноманітних фізичних процесів і т. П.).

В переважній більшості, розрахункові модулі сучасного CAE-софта засновані на чисельних методах вирішення диференціальних рівнянь, а саме МСЕ.

CAE-системи майже нерозривно пов'язані з CAD-системами (Computer-Aided Design), оскільки оцінка міцності або динамічний аналіз є частиною більш загального циклу проектування, конструювання виробу. Нерідко вони інтегровані один в одного на рівні інтерфейсу користувача. Революційне значення CAE для сучасної техніки і інжинірингу полягає в тому, що CAE-софт перевіряє працездатність виробу або конструкції без істотних витрат часу і коштів на живі випробування, так як програма на основі методу скінченних елементів оцінює поведінку комп'ютерної моделі в умовах, близьких до реальних.

3.9 Ключові напрямки CAE:

- FEA (Finite Element Analysis) - аналіз деформацій і напружень деталей і зборок
- CFD (Computer Fluid Dynamics) - обчислювальна гідродинаміка, аналіз теплових і рідинних потоків
- MBD (MultiBody Dynamics and Kinematics) - багатомасових твердотільна динаміка, кінематика

Structural Optimization (оптимізація конструкцій) інструменти аналізу і симуляції лиття, формування, штампування та інших технологічних процесів. Традиційно склалося так, що різні індустрії використовують різні програмні рішення (сам метод кінцевих елементів при цьому, звичайно, не змінюється). Більш того: конкуруючі компанії з однієї сфери намагаються використовувати, як правило, різні програмні рішення. Вибір того чи іншого інструменту залежить від великої кількості факторів (наприклад, коло вирішуваних завдань, інтерфейс, число користувачів, вартість ліцензії, підтримка і багато іншого).

У своєму дослідженні я використав найбільш популярний CAE-софт, який використовується в машинобудівній інженерії.

3.10 SolidWorks Simulation. Розрахунок конструкції

Незважаючи на те, що SolidWorks - CAD-система, її CAE-модуль Simulation набув широкого поширення за рахунок простоти використання (як вирішувач для відносно простих, попередніх розрахунків і перевірок).

Програмне забезпечення використовує метод скінченних елементів (МСЕ). МСЕ - це чисельний метод аналізу технічних конструкцій. МСЕ прийнятий в якості стандартного методу аналізу завдяки його універсальності і придатності для роботи на комп'ютерах. МСЕ ділить модель на багато малих частин простих форм, які називаються елементами, ефективно замінюють складну задачу кількома простими, які необхідно вирішити спільно.

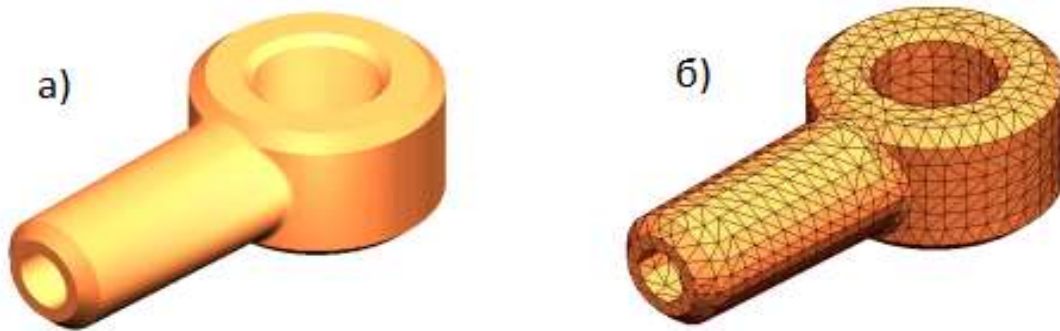


Рис.3.18. а) Модель деталі САПР б) Модель, розділена на дрібні частини (елементи)

Елементи мають загальні точки, названі вузлами. Процес поділу моделі на малі частини називається створенням сітки. Поведінка кожного елемента по всіх можливих сценаріях опори і навантаження добре відомо. Метод кінцевих елементів використовує елементи різних форм. Реакція в будь-якій точці елемента інтерполюється з реакції вузлів елементів. Кожен вузол повністю описується рядом параметрів, що залежать від типу аналізу і використовуваного елемента. Наприклад, температура вузла повністю описує його реакцію в термічному аналізі. Для розрахунків конструкції реакція вузла представляється, в цілому, трьома переміщеннями і трьома обертаннями. Вони називаються ступенями свободи (DOF). Аналіз з використанням методу FEM називається аналізом кінцевих елементів (FEA).

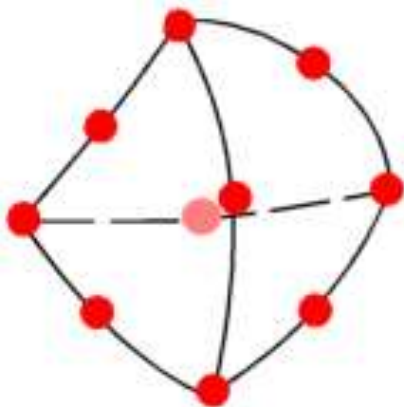


Рис.3.19 Тетраедральний елемент.

Червоні точки являють собою вузли. Кромки елементів можуть бути вигнутими або прямими. Програмне забезпечення розробляє рівняння, що управляє поведінкою кожного елемента, враховуючи його з'єднання з іншими елементами. Ці рівняння пов'язують реакцію з відомими властивостями матеріалу, обмеженнями і навантаженнями. Далі програма впорядковує рівняння в більшу систему спільних алгебраїчних рівнянь і знаходить невідомі. Наприклад, для розрахунку напружень вирішальна програма знаходить переміщення в кожному вузлі, а потім обчислює деформації і кінцева напруга.

3.11 Розрахунок та аналіз деталі

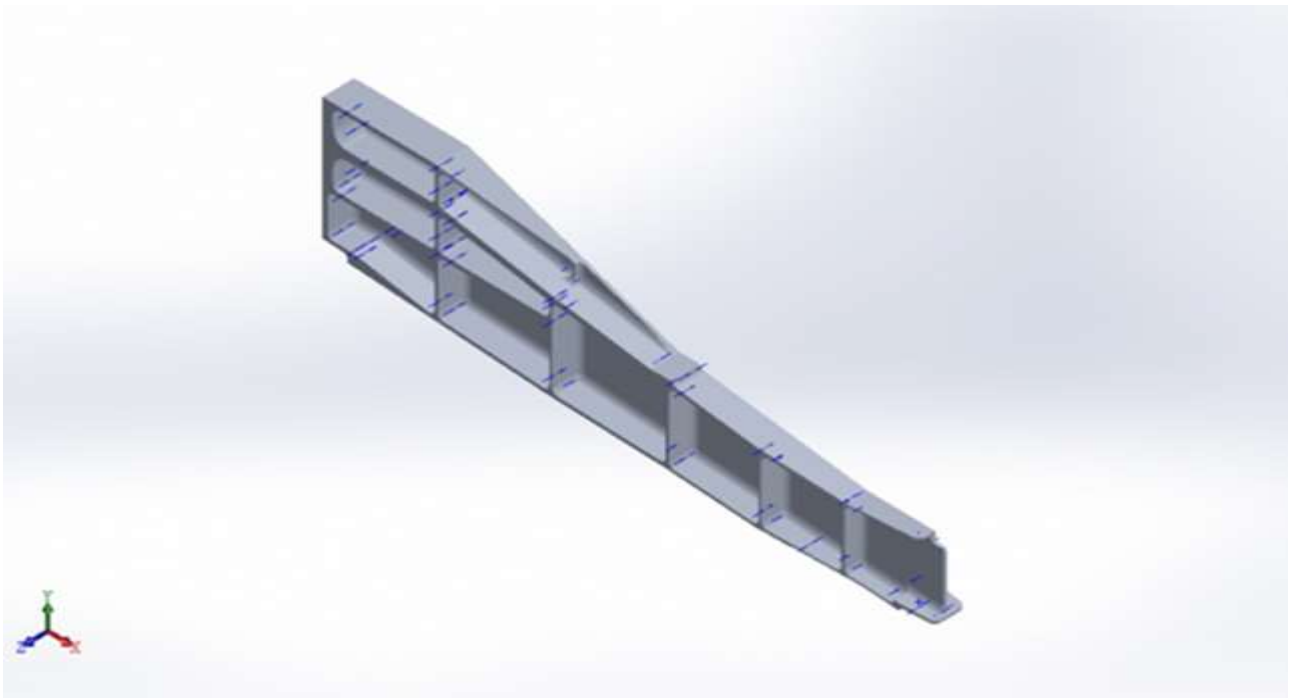


Рис.3.20. Деталь: **Каркас**.

Використовується в
конструкції дверей літака АН24

Маса: 4.29488 kg

Об'єм: 0.0015907 m³

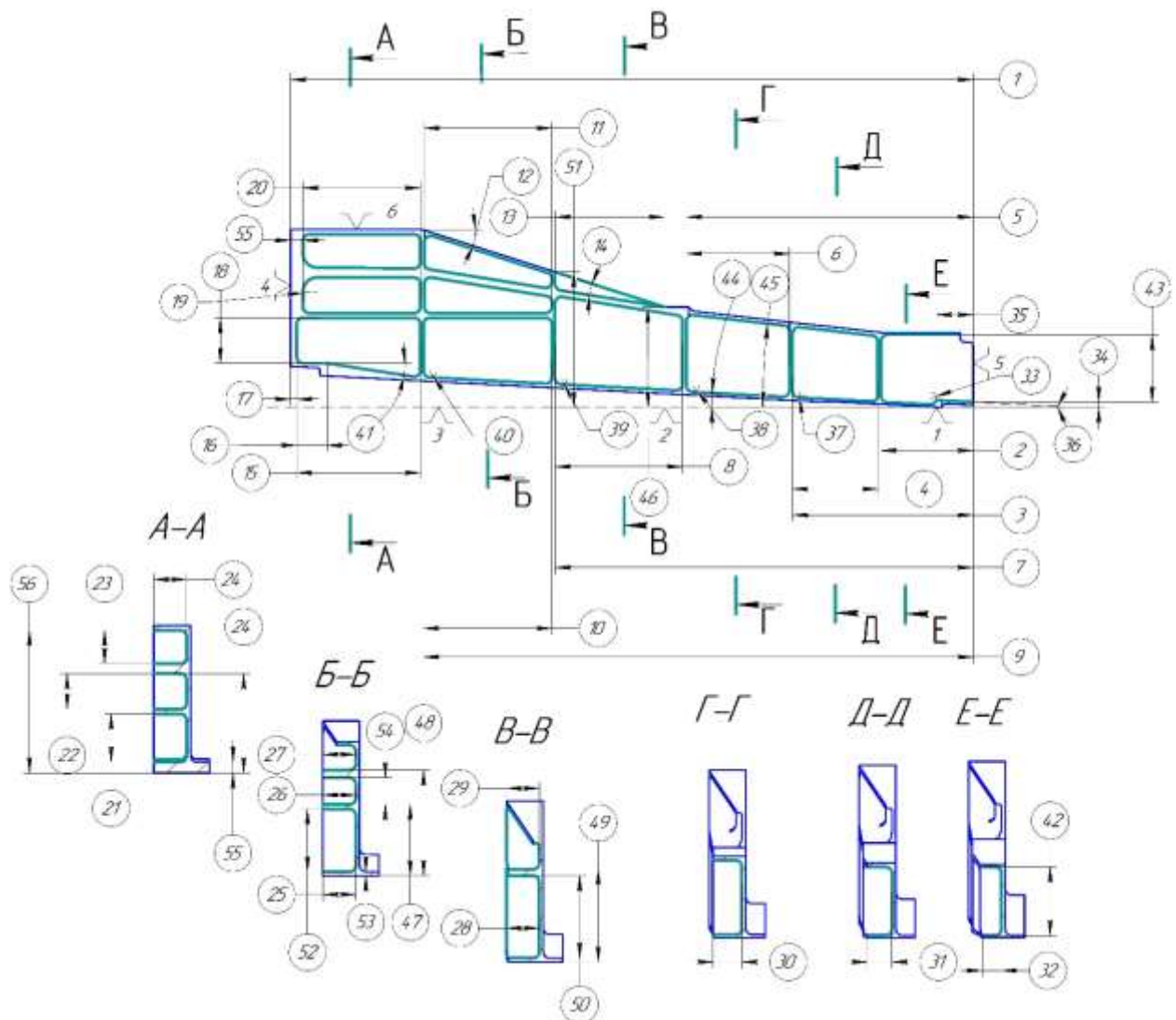
Щільність: 2700 kg/m³ Масс

Технологічний процес додається

015 Фрезерна з ЧПУ

Установ А

Установити закріпити зняти

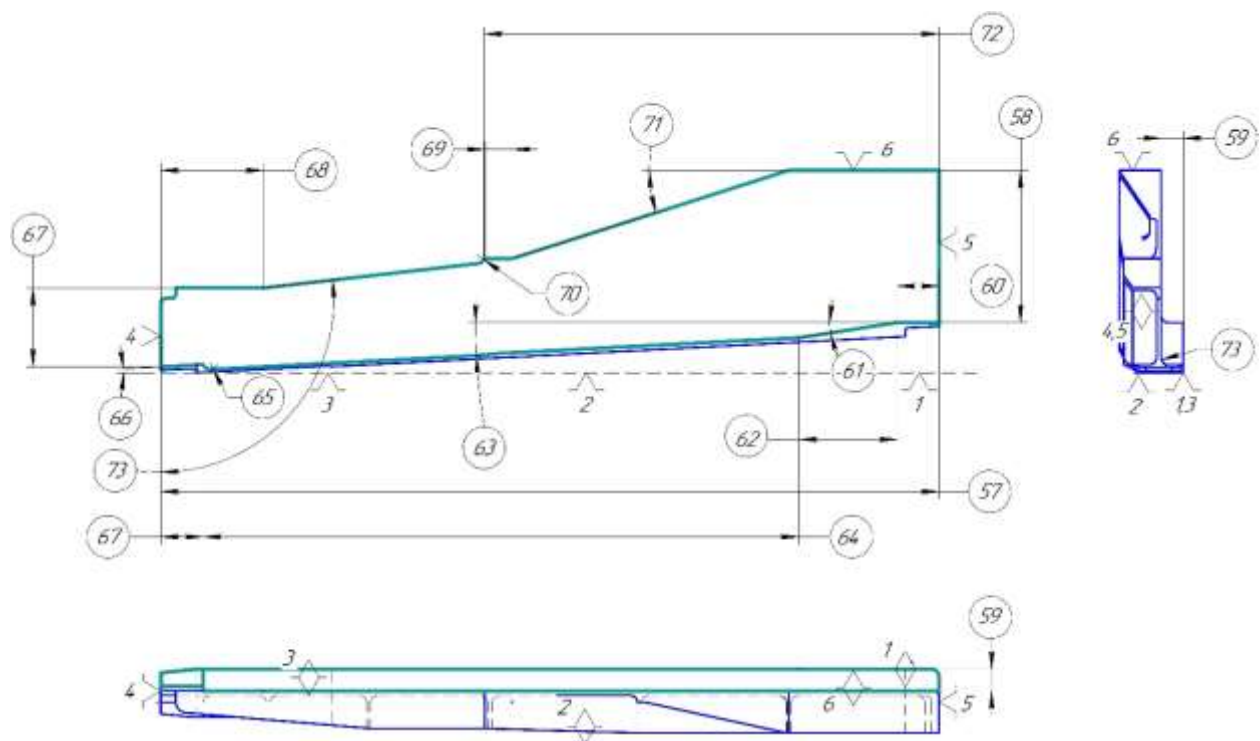


015.01 Фрезерувати впадину остаточно витримуючи розміри: 1, 2, 43, 34,36,33, 35,42,32

015.02 Фрезерувати впадину остаточно витримуючи розміри: 3, 4, 44, 45, 37, 31

015.03 Фрезерувати впадину остаточно витримуючи розміри: 5, 6, 44, 45, 30, 44, 45

015.11 Фрезерувати впадину остаточно витримуючи розміри: 55, 20, 56, 19, 24, 23.



015.12 Фрезерувати площину остаточно, витримуючи розміри: 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72. 73.

Інструмент та режими різання (див. Додаток)

3.12 Активація модуля SolidWorks Simulation

Активувати модуль SolidWorks Simulation можна в меню Інструменти → Додавання

Після активації модуля



- ✓ в меню додається пункт Simulation;
- ✓ на панелі інструментів з'являється вкладка Simulation;
- ✓ в менеджері проекту SolidWorks з'являється вкладка з піктограмою продукту.

3.12.1 Види досліджень

У Simulation для однієї і тієї ж геометричній моделі можуть бути поставлені різноманітні дослідження

- Статичні дослідження
- Частотні дослідження

- Дослідження втрати стійкості
- Термічні дослідження
- Дослідження на ударну навантаження
- Дослідження втоми
- Нелінійні дослідження
- Динамічні дослідження
- Параметрична оптимізація
- Розрахунок посудин високого тиску

Нове дослідження можна створити або клацнувши стрілкою піктограми *консультант дослідження* на панелі інструментів і вибравши пункт **Нове дослідження**, або вибравши цей пункт в меню **Simulation**.

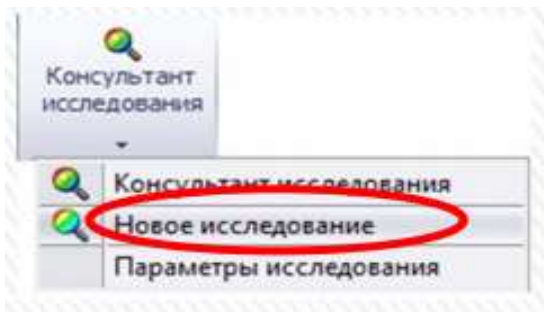


Рис.3.21 Піктограми *консультант дослідження*.

Після створення дослідження в нижній частині вікна SolidWorks з'явиться вкладка з назвою дослідження



Рис.3.22 Назва дослідження.

3.12.2 Запис результатів досліджень

Всі дані про дослідження записуються в модель SolidWorks і в окремі файли, в робочий каталог Simulation.

Щоб змінити розташування робочого каталогу потрібно пройти в меню *Simulation* → *Параметри* → *Установки за замовчуванням* → *Результати*, в розділі

Папка результатів вибрати пункт *Налагоджена користувачем* і вказати шлях для збереження.

Щоб перенести результати розрахунку з одного комп'ютера на інший потрібно скопіювати модель, робочі файли і файли з результатами

3.12.3 Системи координат і довідкова геометрія

У Simulation функціональністю володіють всі елементи SolidWorks. Це елементи моделей, такі як вершини, кромки, межі, а також довідкова геометрія: осі, площини, системи координат. До перших прикладаються граничні умови, відносно других орієнтуються сили і переміщення.

3.12.4 Одиниці виміру

Simulation підтримує такі системи одиниць:

- ✓ SI (SI);
- ✓ англійську гравітаційну систему (English Gravitation System);
- ✓ метричну гравітаційну систему одиниць (MKS).

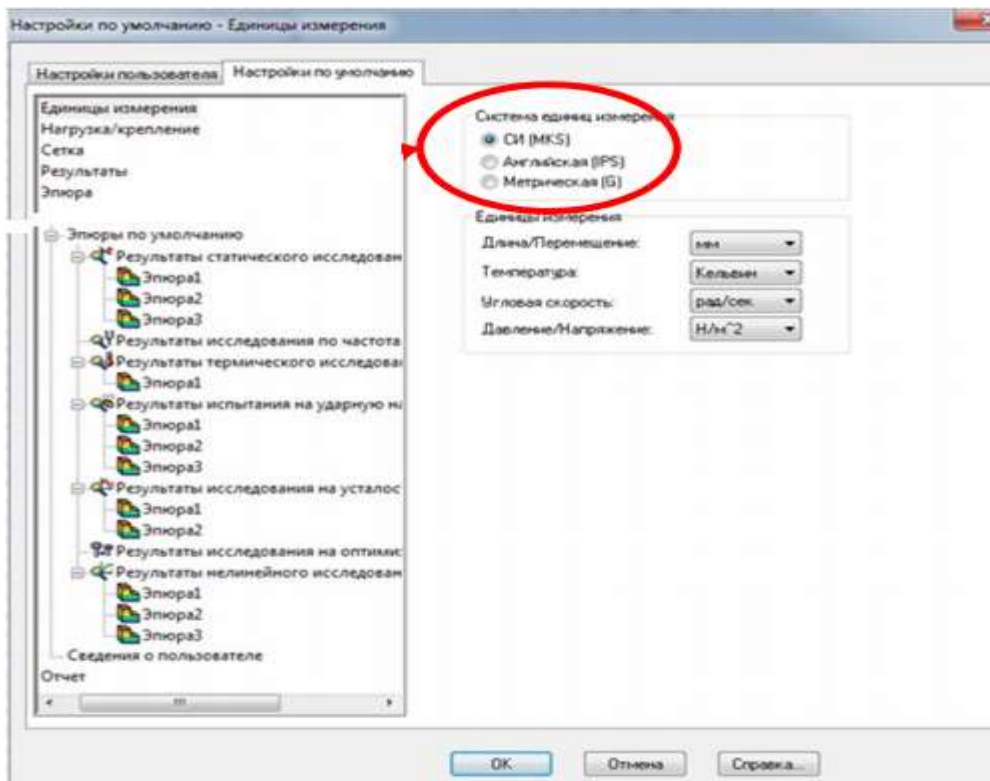
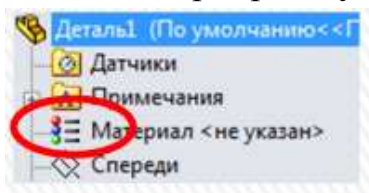


Рис3.23 Вікно "Одиниці виміру".

Система одиниць встановлюється в настройках за замовчуванням в меню *Simulation* → *Параметри* на вкладці *Налаштування по замовчуванням* в розділі *Одиниці виміру*.

3.12.5 Задати матеріал за допомогою таких дій:

- викликом функції Застосувати матеріал на панелі інструментів Simulation;
- в менеджері проекту викликавши на піктограмі матеріалу ПКМ



контекстне меню і вибравши пункт *Редагувати матеріал*.

Рис3.24 Піктограма ПКМ

В результаті відкривається вікно *Матеріали*.

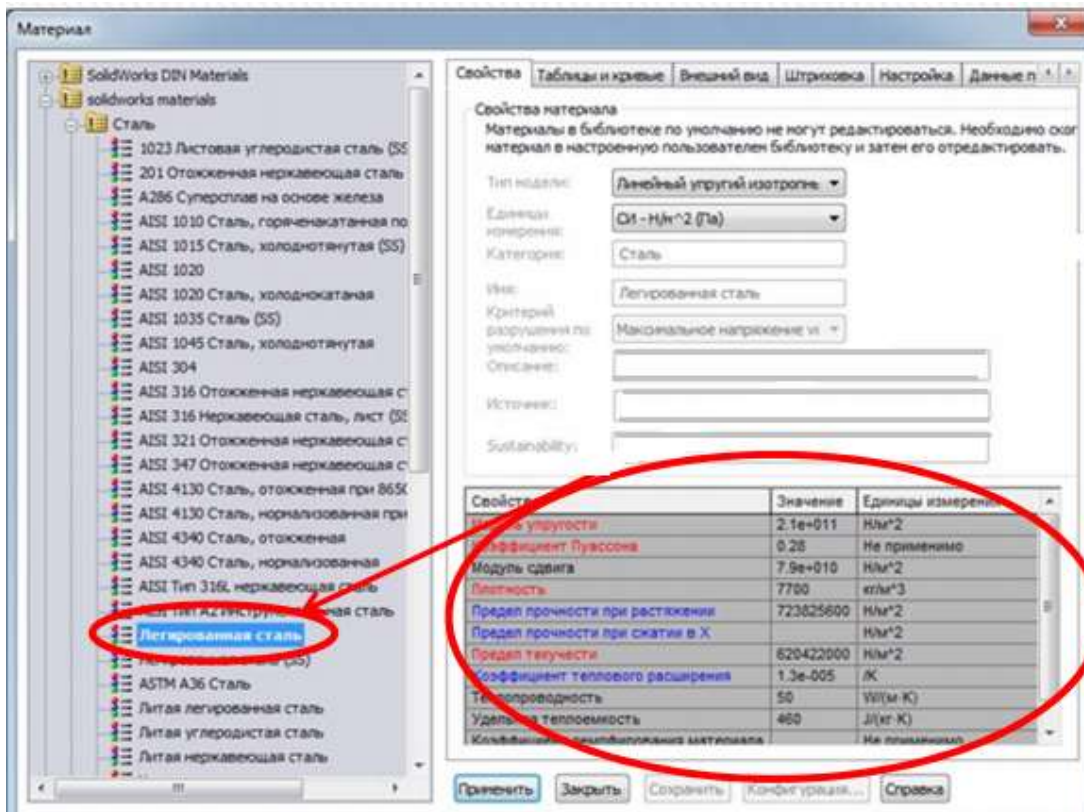


Рис.3.25. Вікно "Матеріал"

У лівій частині вікна представлений необхідний мінімум матеріалів, що входять в бібліотеку Simulation. При натисканні ЛКМ на назві матеріалу в правій частині вікна відображаються його властивості. У лівій частині вікна вибираємо *Material* → *solidworks* → *materials* → *Сталь* → *Легована сталь*.

3.12.6 Завдання граничних умов

У Simulation граничні умови додаються до елементів геометрії (площині, кромки, вершини) і не можуть бути окремо включені до вузлів або гранях кінцевих елементів. При створенні дослідження, програма створює папки *Кріплення* і *Зовнішні навантаження* в дереві дослідження Simulation і додає в них елементи для кожного обмеження або навантаження певної до одного або декількох об'єктів. Доступні типи навантажень і обмежень залежать від типу дослідження. Отримати доступ до *менеджера властивостей* завдання кріплень і навантажень можна декількома

способами:

- в меню Simulation → Навантаження / Кріплення
- в дереві дослідження клацанням ПКМ на папку Кріплення або Зовнішні навантаження (Рис.3.1.)

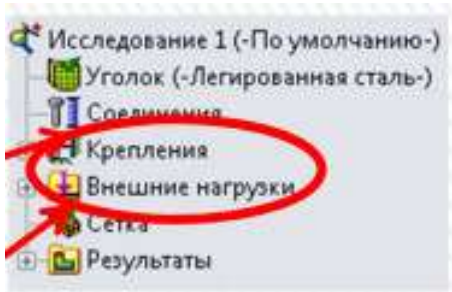


Рис.3.26

- в панелі інструментів вибором по стрілці Консультант по кріпленнях або Консультант по зовнішніх навантажень (Рис.3.1.)

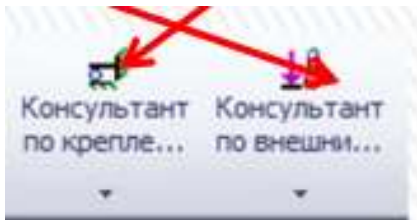


Рис.3.27.

Закріплення деталі

- У Дереві дослідження Simulation натискаємо ПКМ на *Кріплення* та в контекстному меню вибираємо пункт *Зафіксована геометрія*. В результаті з'явиться *Менеджер властивостей Кріплення*.
- У графічній області вибираємо поверхні двох отворів. Після цього в Менеджері властивостей Кріплення в поле *Грані, Краї, Вершини для кріплення* відобразяться вибрані *Грань <1>* і *Грань <2>*.

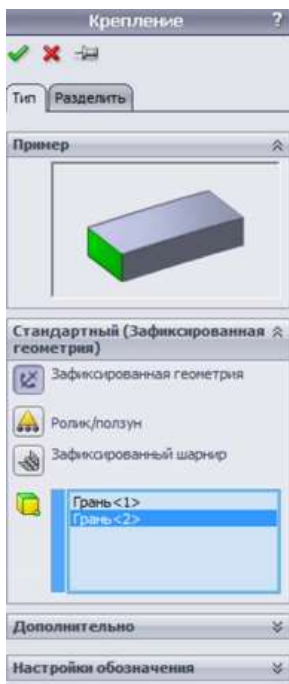


Рис.3.28. Менеджер властивостей кріплення.

➤ Натискаємо ОК.

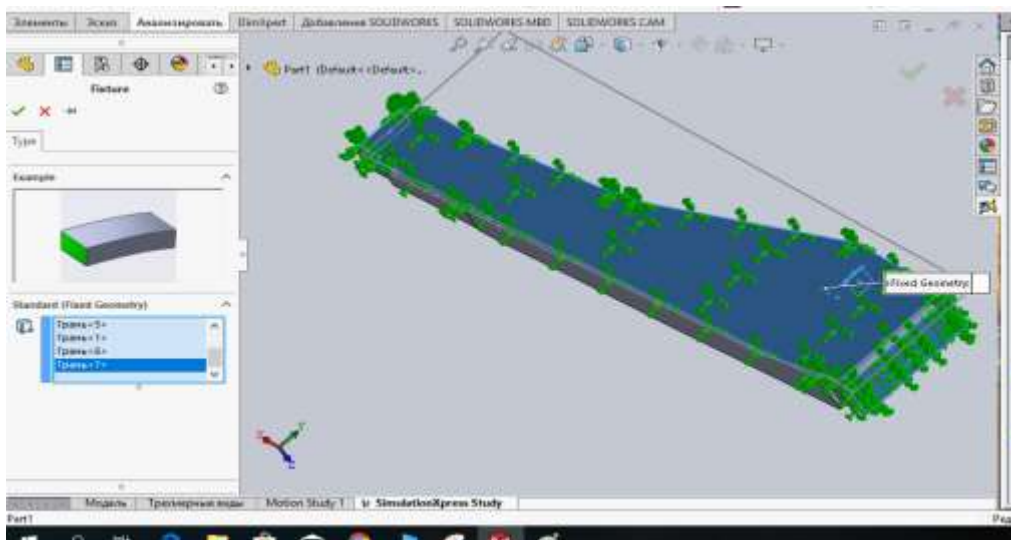
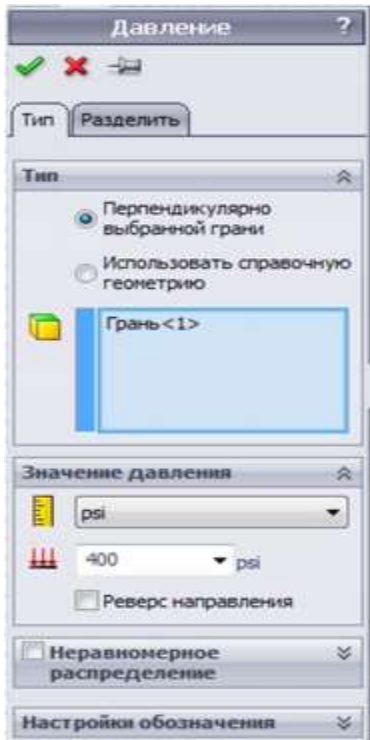


Рис.3.29.Закріплення дета

3.12.7 Додавання навантаження до деталі

➤ У Дереві дослідження Simulation натискаємо ПКМ на Зовнішні навантаження і в контекстному меню вибираємо пункт Тиск. В результаті з'явиться Менеджер властивостей Тиск.

➤ На вкладці Тип в розділі Тип вибираємо Перпендикулярно обраної грані.



➤ У розділі Значення тиску вибираємо psi в меню Одиниця виміру і вводимо значення тиску 450 в поле Значення тиску.

➤ У графічній області вибираємо поверхню паралельну осях двох отворів. Після цього в Менеджері властивостей Тиск в поле Грані для тиску відобразиться обрана грань.

➤ Натискаємо ОК.

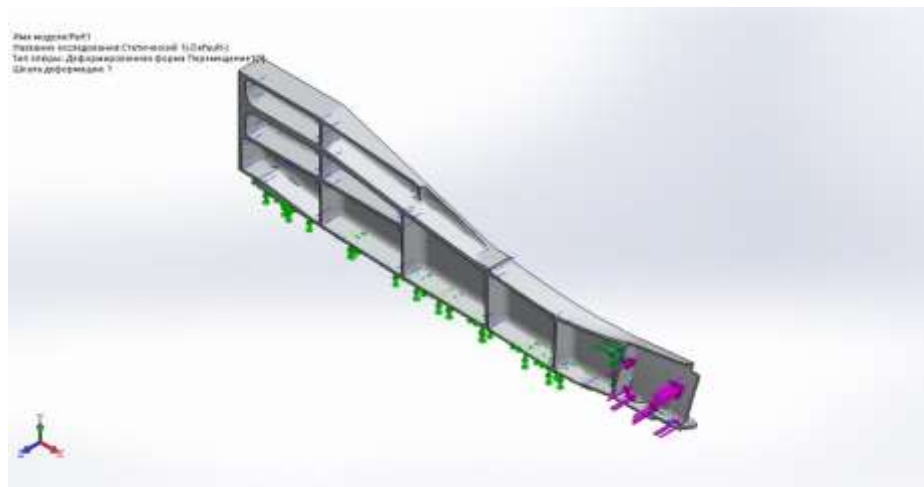


Рис.3.30.Додавання навантажень

Робота з сіткою

Сітки можуть бути *просторові*, *оболонкові*, *балкові* і *спеціальні*.

Просторові елементи, застосовують для об'ємних тіл і утворюють сітку з тетраедральними твердотільними елементами для кожного твердого тіла і бувають двох типів:

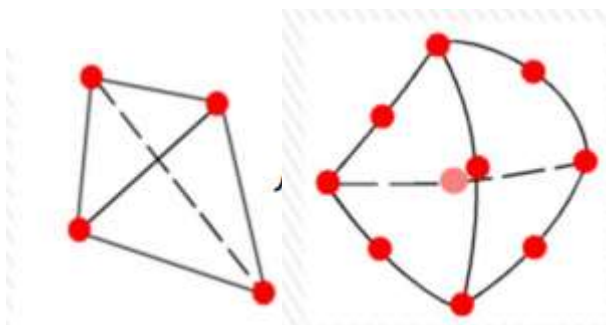


Рис.3.31.Просторові елементи (а-Лінійні. б-Параболічні)

Оболонкові елементи застосовують для тонкостінних деталей (з листового металу) і утворюють сітку з трикутними елементами і бувають також двох типів:

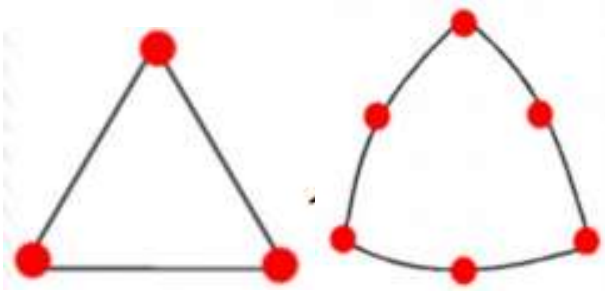


Рис.3.32.Оболонкові елементи (а-Лінійні. б-Параболічні)

Програма автоматично створює сітку з оболонковими елементами для:

- листових металів з рівномірною товщиною за винятком досліджень на ударну навантаження, причому сітка створюється на серединній поверхні;
- поверхонь.

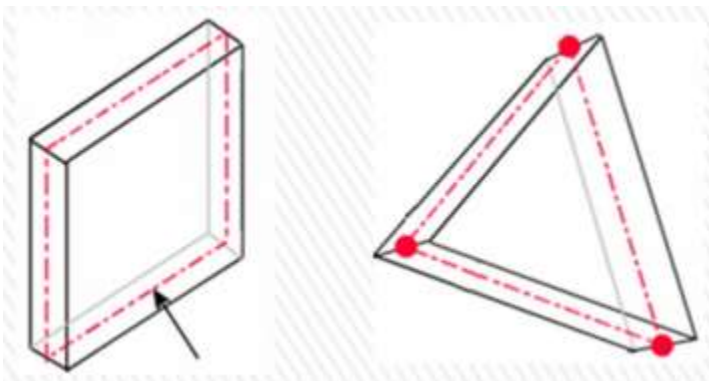


Рис.3.33 Серединна поверхня оболонки
(Показана штрихпунктирною лінією)

3.12.8 Балкові елементи застосовуються для моделей створених рухом постійного поперечного перерізу за деякою траєкторії, і визначається двома кінцевими точками і поперечним перерізом. Комбінована сітка автоматично застосовується, коли в моделі присутні різні геометричні форми.

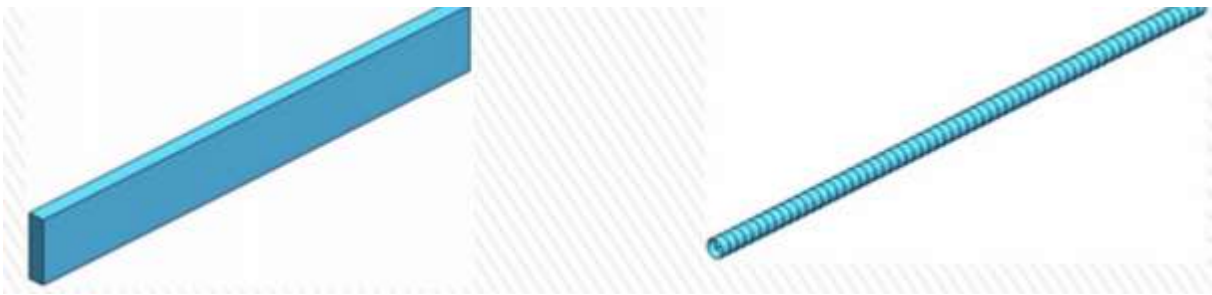


Рис.3.34. Балкові елементи.

3.12.9 Створення сітки

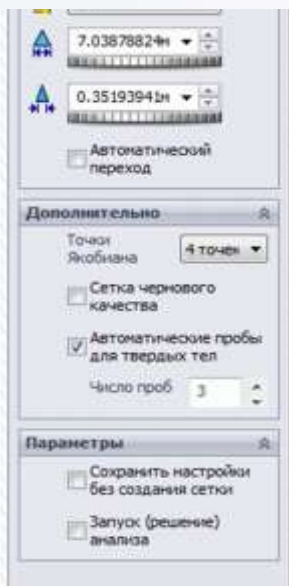
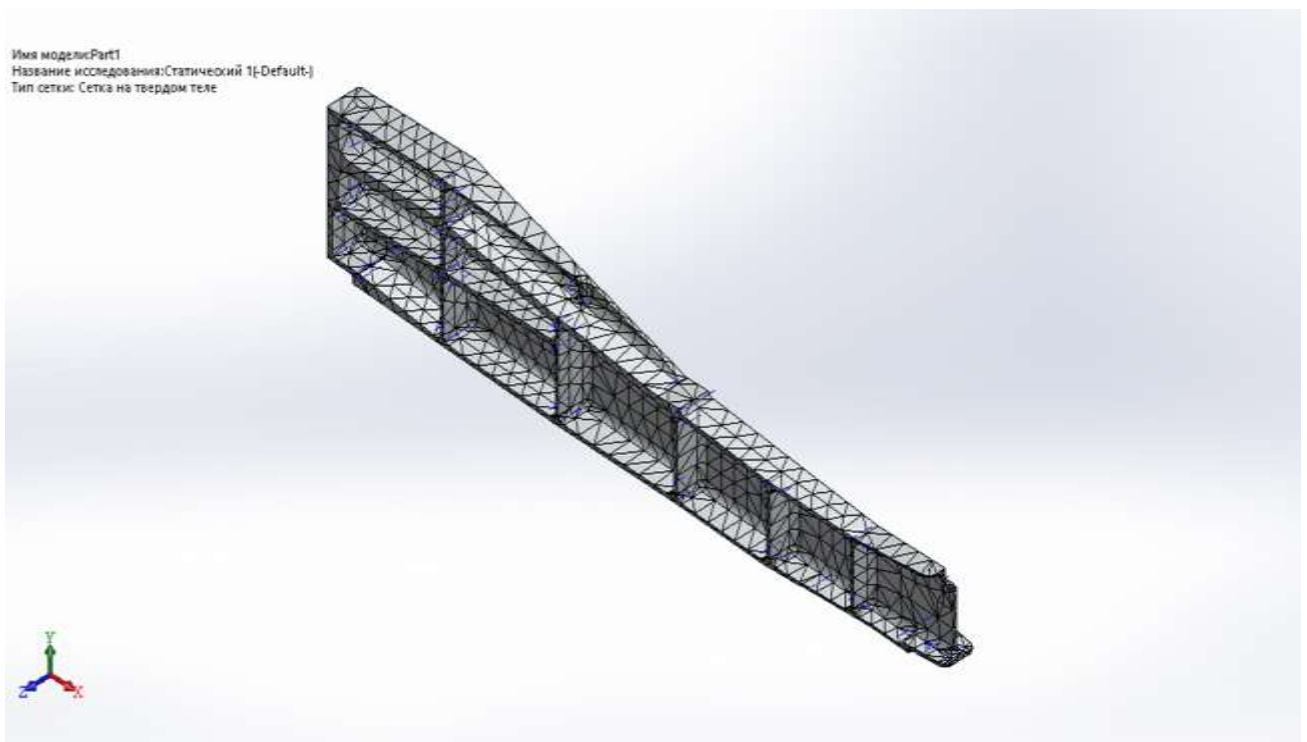


Рис.3.35. Структурна сітка

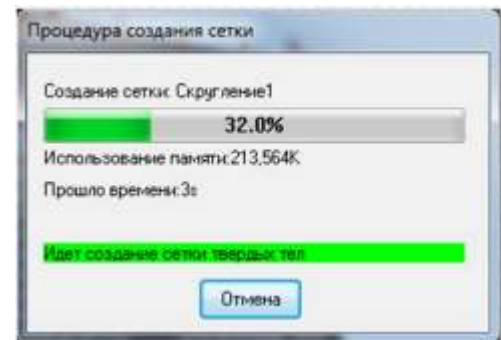
Сітка створюється за допомогою менеджера властивостей *Сітка*, який запускається кількома способами:

- в Дереві дослідження клацанням ПКМ на написи Сітка і вибором в контекстному меню пункту Створити сітку
- в меню Simulation → Сітка → Створити
- в панелі інструментів вибором Запуск → Створення сітки

У розділі Параметри сітки вибрати *Стандартна сітка*,
Глобальний розмір і Допуск будуть обчислені програмою;

- У розділі *Додатково* для перевірки якобіана встановити 4 точки, вибрати *Автоматичні спроби для твердих тіл* і задати *Число проб* рівним 3.
- Натискаємо ОК

Рис.3.36. менеджера властивостей *Сітка*,



3.12.10Якість сітки

Двома основними факторами, що впливають на якість сітки, а, отже, і на точність рішення є рідкісна сітка в зонах з великим градієнтом параметрів і занадто викривлена форма кінцевих елементів.



Рис.3.37. а) Ідеальний тетрадральний елемент. б) Сильно викривлений тетрадральний елемент.

Детальну інформацію про створеної сітці можна дізнатися, клацнувши ПКМ в дереві дослідження Simulation на напис *Сітка* і вибравши в контекстному меню пункт *Докладні відомості*. Внаслідок з'явиться вікно *Сітка Деталізація*.

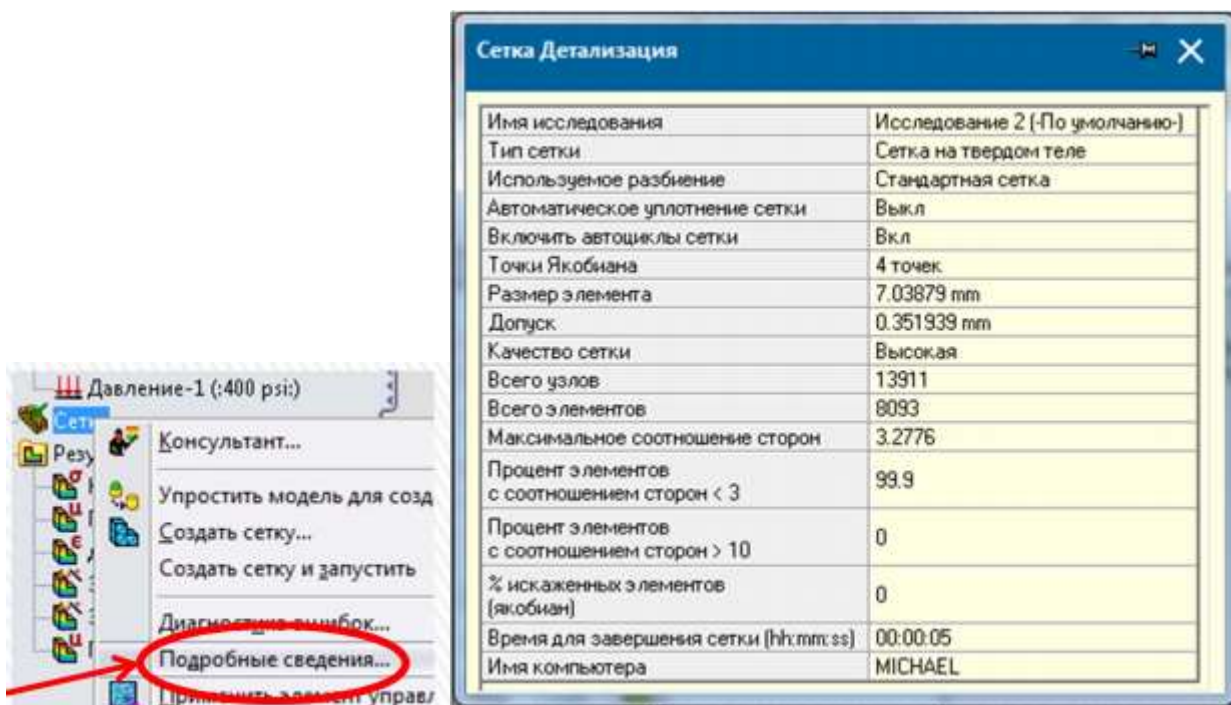


Рис.3.38. Вікно *Сітка Деталізація*.

3.12.11 Управління сіткою

Наслідком неправильної форми кінцевих може стати розбіжність рішення. У цьому випадку застосовують локальне ущільнення сітки в *автоматичному* або *ручному* режимі. Для того щоб активізувати автоматичне ущільнення сітки в меню *Simulation* → *Параметри* на вкладці *Стандартні параметри* вибираємо розділ *Сітка* і ставимо галочку навпроти напису *Автоматичне ущільнення сітки*.

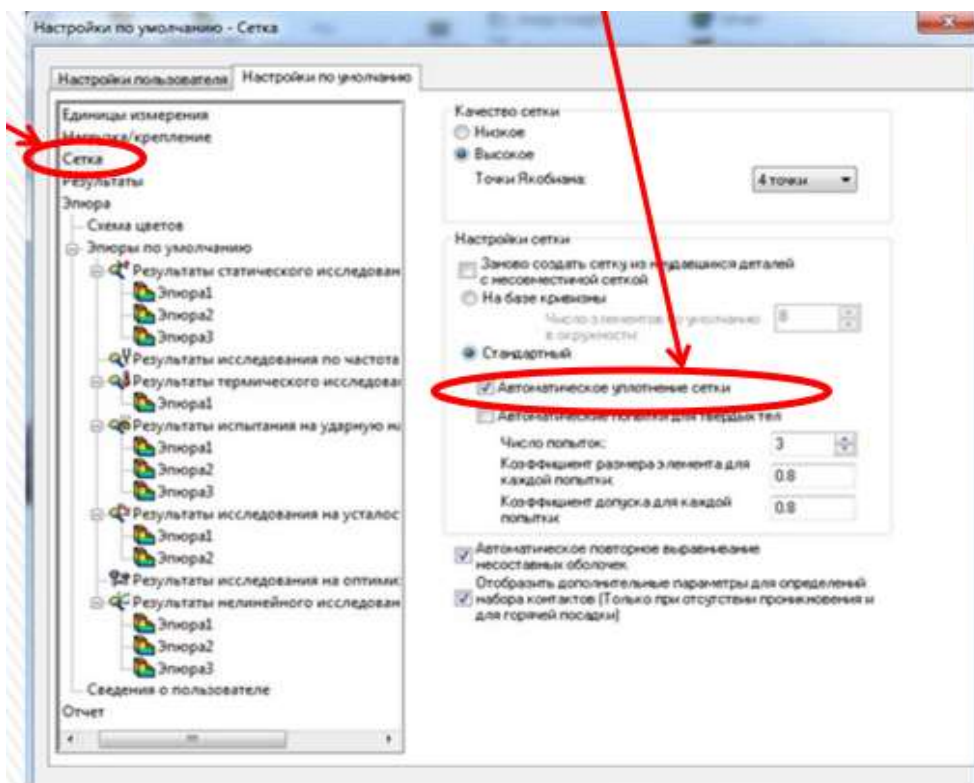
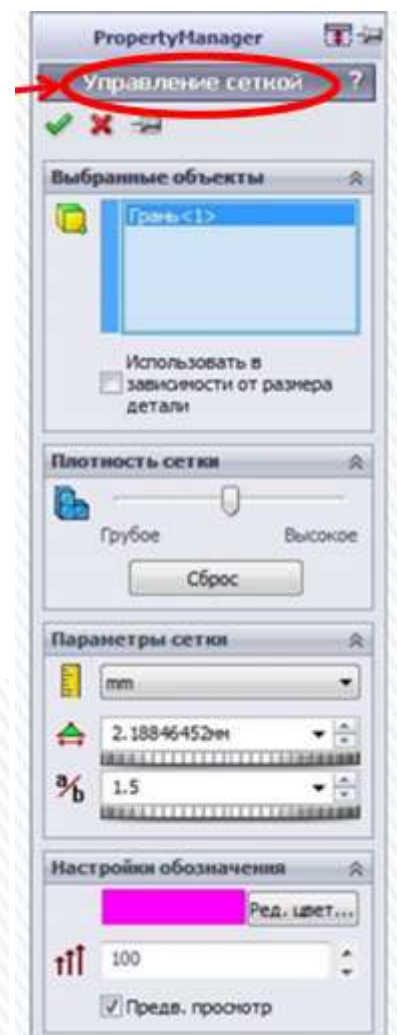
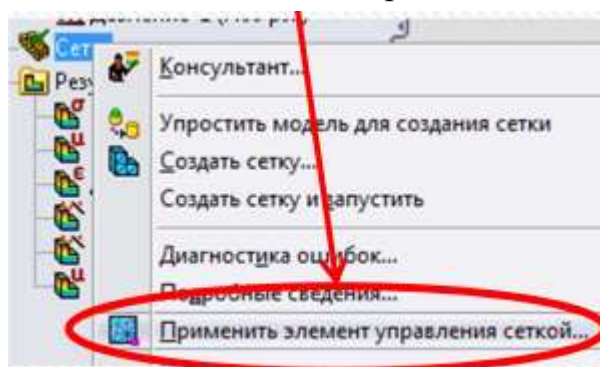


Рис.3.39. Меню Simulation



Найбільшу ефективність забезпечує ручний метод
ущільнення сітки за допомогою менеджера
властивостей
Управління
сіткою. Щоб



відкрити менеджер властивостей *Управління сіткою* потрібно клацнути ПКМ в дереві дослідження Simulation на значок *Сітка* (Рис.3.1.) і вибрати в контекстному меню пункт *Застосувати елемент управління сіткою*.

Приклад використання опції Автоматичний

перехід менеджера властивостей Сітка(Рис.3.2)



Рис.3.40.а) без застосування
автоматичного переходу;
б) із застосуванням
автоматичного переходу

Результат застосування управління сіткою за допомогою менеджера властивостей Управління сіткою (Рис.3.2) для верхньої кромки отвору: зверху - до застосування; знизу

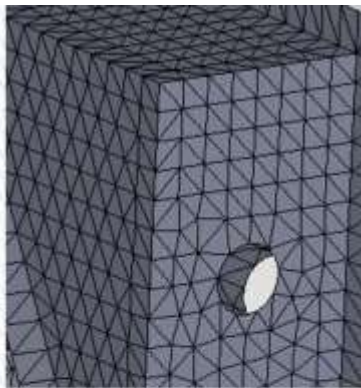


Рис.3.41. а) до застосування автоматичного менеджера;
б) після застосування

А)



Б)

3.12.13 Процедури рішення

В аналізі кінцевих елементів завдання представлена набором алгебраїчних рівнянь, які повинні бути вирішені спільно. Існує два класи методів рішення: прямий і ітераційний. Прямі методи вирішують рівняння, використовуючи точні числові методи. Ітераційні методи рішення рівнянь застосовують методи апроксимації, де в кожній ітерації передбачається рішення, а пов'язані з ним похибки підраховані. Повтори тривають до тих пір, поки похибки не стають прийнятні.

- Прямий метод для розріджених матриць (Direct sparse).
- Ітераційний компактний метод (FFEPlus)
- Автоматична вирішальна програма (Автоматична)

Щоб змінити вирішальну програму потрібно клацнути ПКМ у вікні дослідження Simulation на назву дослідження, яке знаходиться в корені дерева, і вибрати в контекстному меню пункт *Властивості*. після на вкладці *Параметри* в розділі *Вирішальна програма* вибрати потрібний метод. Для запуску дослідження необхідно натиснути кнопку *Запуск* на панелі інструментів Simulation. Після чого починається процес розрахунку по закінченні якого в Дереві дослідження Simulation з'являється папка *Результати*.

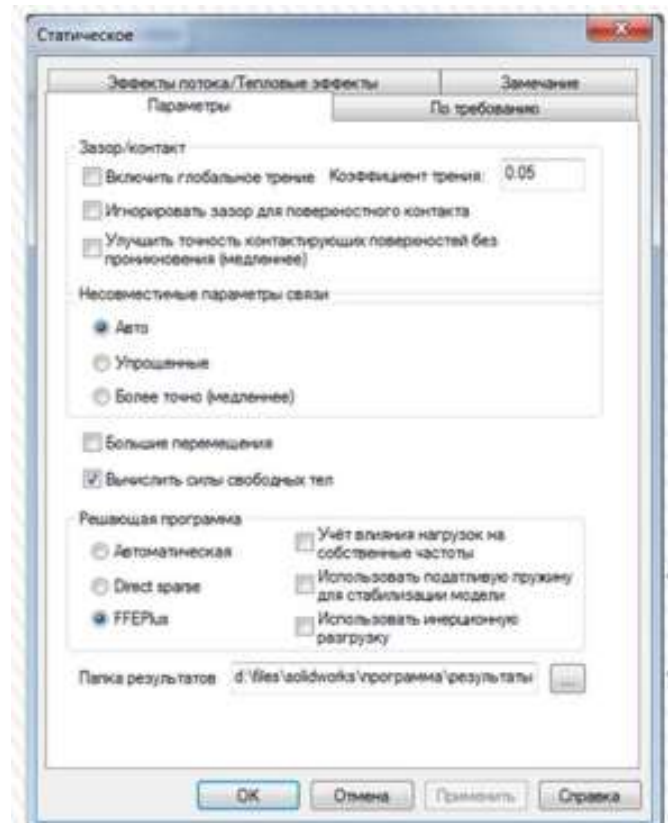
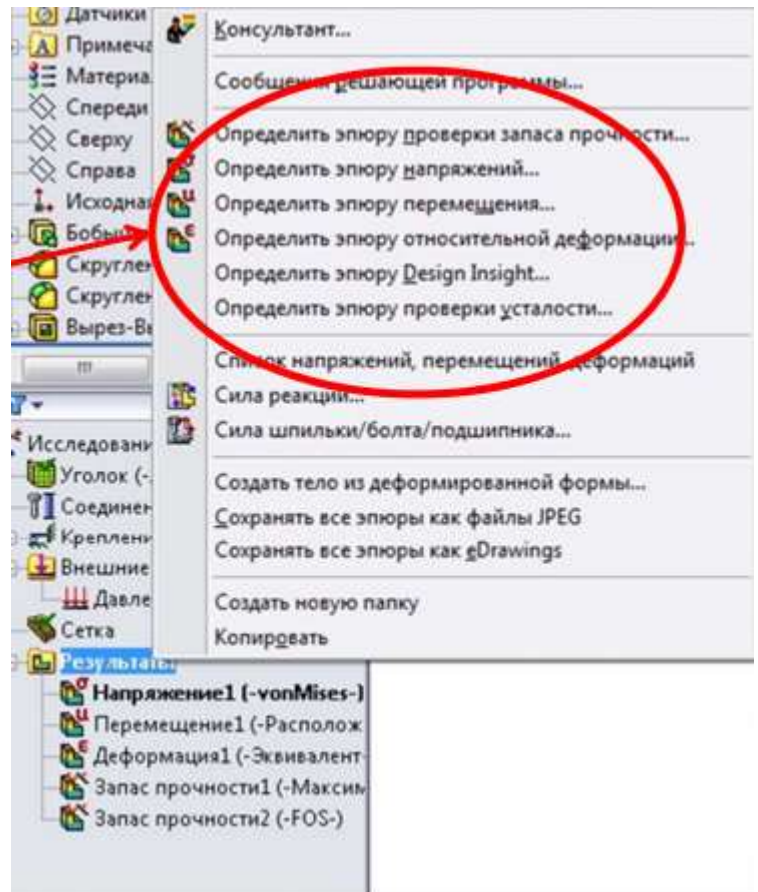


Рис.3.42. Вікно. "Властивості"

3.12.14 Представлення результатів

Після успішного виконання дослідження програма створює папку результати в дереві дослідження Simulation з епюрами вид яких залежить від налаштувань за замовчуванням. Можна визначити додаткові епюри, клацнувши ПКМ на папку Результати в Дереві дослідження Simulation і вибравши в контекстному меню визначити <Тип епюри>.



Результати дослідження твердотільної деталі

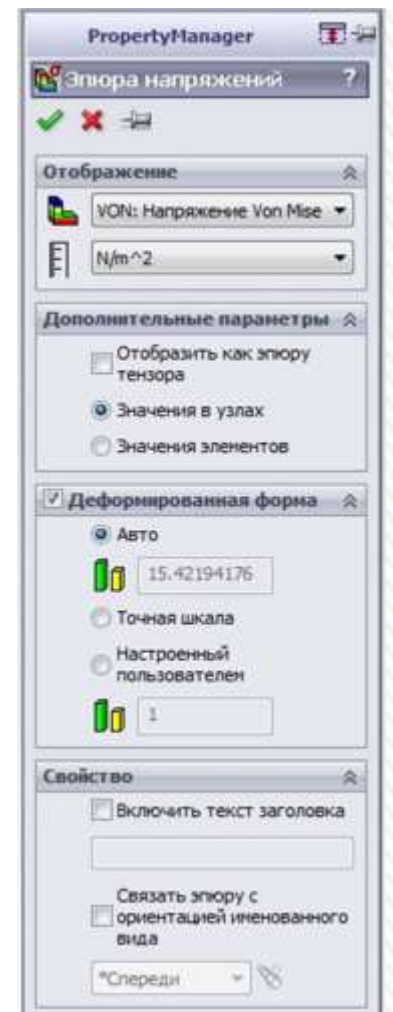
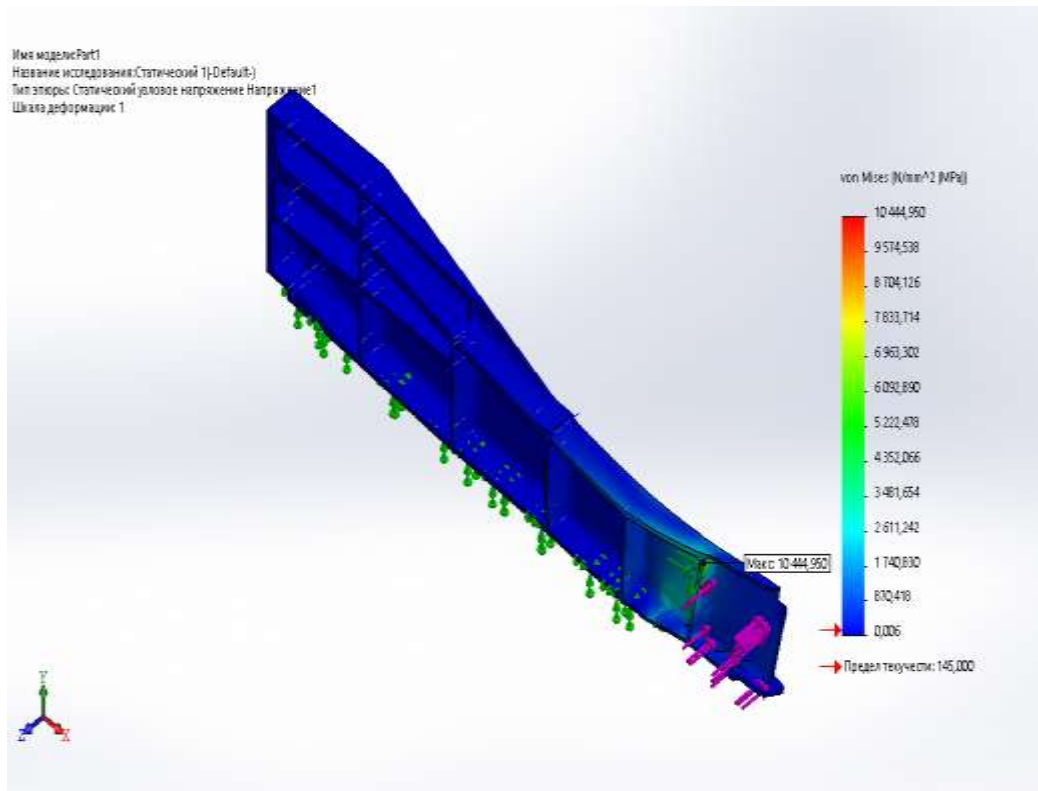


Рис.3.43 Менеджер властивостей епюр.



Щоб переглянути епюри напружень в різних системах одиниць вимірювання, потрібно натиснути ПКМ по значку епюри або її шкалою в графічній області і в контекстному меню

вибрати пункт Редагувати визначення. У який з'явився Менеджері властивостей Епюра напруг в розділі Відображення в меню Одиниці можна задати потрібні одиниці виміру.

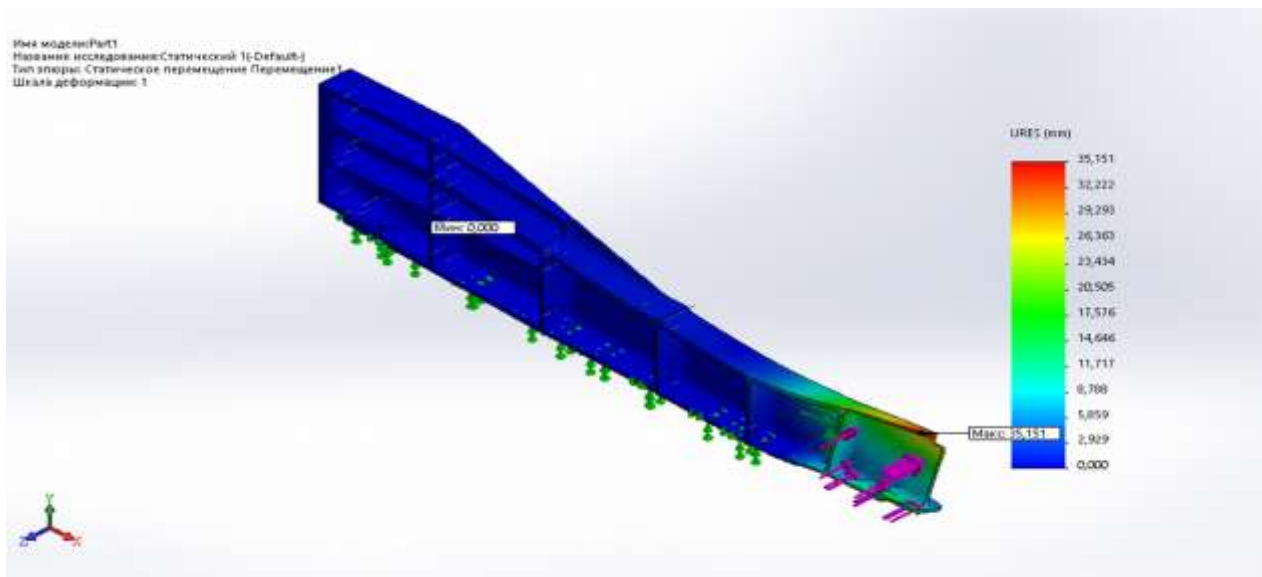
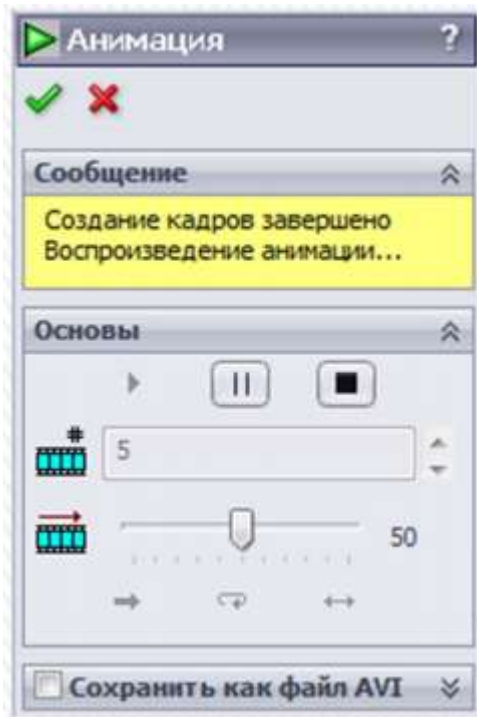


Рис.3.44.Епюри результирующих перемещень



Виконаємо анімацію епюри результуючих переміщень. Для цього на *Панелі інструментів Simulation* натискаємо кнопку *Інструменти епюри* і вибираємо пункт *Анімувати*.

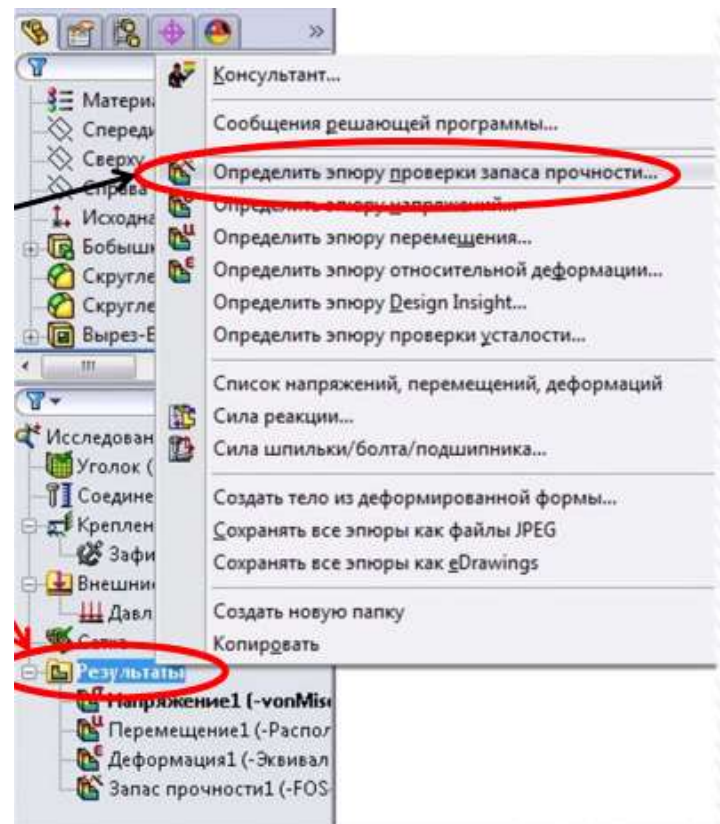
Рис.3.45. Анімація епюри

Критерії міцності. Епюра розподілу запасу міцності Програма дозволяє оцінювати міцність матеріалів з використанням чотирьох критеріїв міцності:

- еквівалентних максимальних напружень по Мизесу;
- максимальних дотичних напружень;
- Мора-Кулона;
- максимальних нормальних напружень.

Натискаємо ПКМ на Результати та вибираємо Визначити епюру перевірки запасу міцності.

Відкривається менеджер властивостей *Запас міцності*.



Менеджер властивостей Запас міцності пропонує виконати 3 кроки для оцінки коефіцієнта запасу міцності.

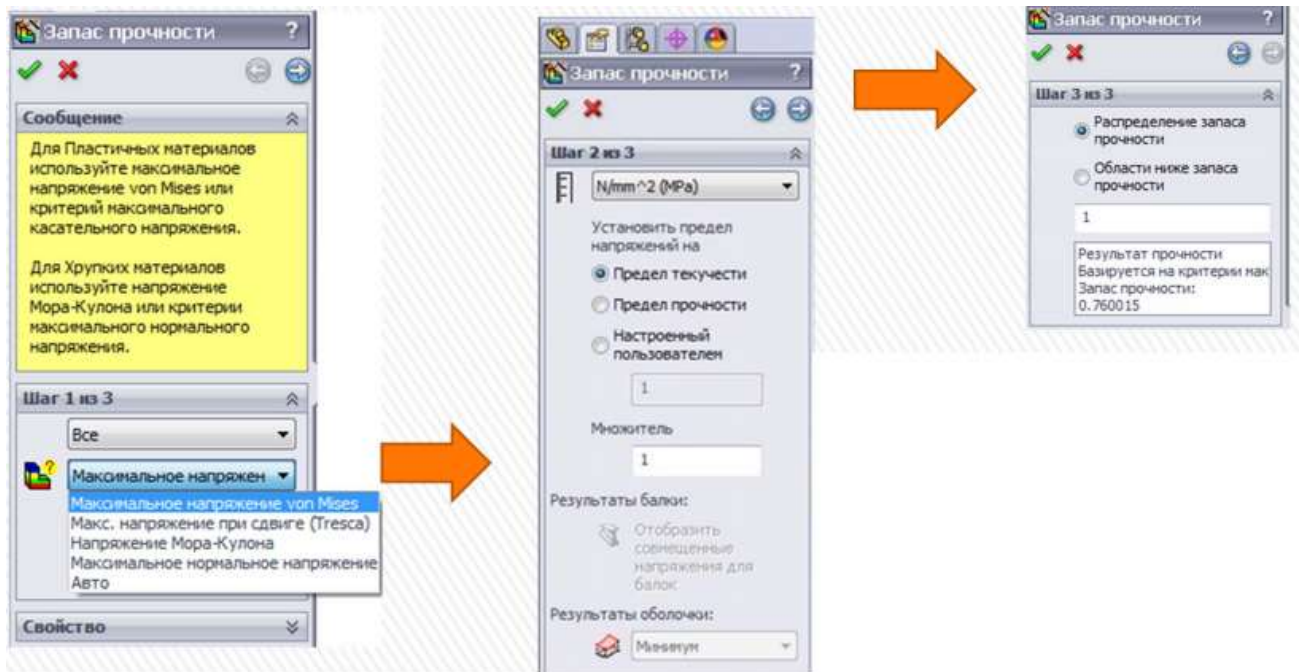


Рис.3.46. Менеджер властивостей Запас міцності

Для побудови епюри розподілу запасу міцності використовуватимемо максимальна напруга по Мизесу і встановимо межу напруг як для межі плинності.

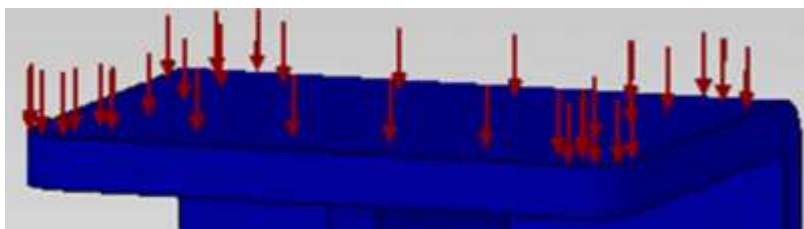
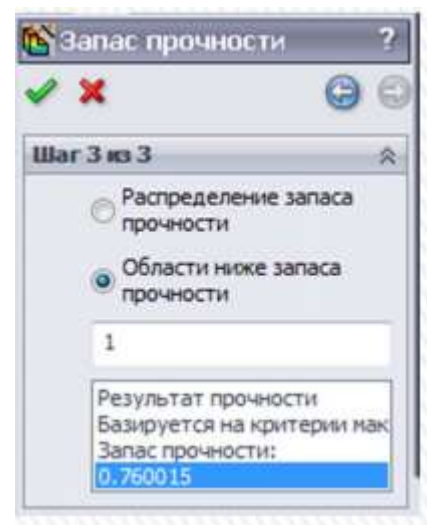
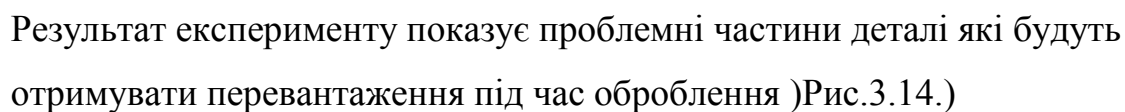


Рис.3.47. Визначаємо області з запасом міцності.



Для визначення небезпечних зон конструкції, де межа міцності може виявитися нижче необхідного значення на 3 кроці в



Для вирішення даної проблеми потрібно збільшити опору яка входить до конструкції оснастки. Після цих змін, було проведено повторни розрахунок, який показав позитивний результат.

Список літератури

- [1] Altintas Y. Manufacturing automation: metal cutting, mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. Cambridge, UK: Cambridge University Press; 2000.
- [2] Taylor FW. On the art of cutting metals. Transactions of the ASME 1907; 28:31–350.
- [3] Arnold RN. The mechanism of tool vibration in cutting of steel. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1946;154:261–84.
- [4] Tobias SA, Fishwick W. Theory of regenerative machine tool chatter. Engineering 1958;205:16–23.
- [5] Thusty J, Polacek M. The stability of machine tools against selfexcited vibrations in machining. International Research in Production Engineering, ASME 1963:465–74.
- [6] Merritt HE. Theory of self-excited machine-tool chatter, contribution to machine-tool chatter, research 1. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME 1965;87:447–54.
- [7] Tobias SA. Machine-tool vibration. London: Blackie and Son Limited; 1965.
- [8] Hanna NH, Tobias SA. A theory of nonlinear regenerative chatter. Journal of Engineering for Industry—Transactions of the ASME 1974;96:247–55.
- [9] Wu D, Liu C. An analytical model of cutting dynamics. Part 1: model building. Journal of Engineering for Industry—Transactions of the ASME 1985;107: 107–11.
- [10] Wu D, Liu C. An analytical model of cutting dynamics. Part 2: verification. Journal of Engineering for Industry—Transactions of the ASME 1985;107:112–8.
- [11] Budak E, Altintas Y. Analytical prediction of chatter stability in milling—part I: general formulation. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 1998;120:22–30.
- [12] Budak E, Altintas Y. Analytical prediction of chatter stability in milling—part II: application of the general formulation to common milling systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 1998;120: 31–6.
- [13] Insperger T, Stepan G. Stability of high speed milling. In: Proceedings of the 2000 ASME international mechanical engineering congress and exposition, Orlando, Florida, 2000, AMD-241. p. 119–23.
- [14] Bayly PV, Mann BP, Schmitz TL, Peters DA, Stepan G, Insperger T. Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling. In: Proceedings of the 2002 ASME international mechanical engineering congress and exposition, New Orleans, Louisiana, 2002, paper no. IMECE2002-34116 (CD-ROM).
- [15] Sims ND, Manson G, Mann B. Fuzzy stability analysis of regenerative chatter in milling. Journal of Sound and Vibration 2010;329:1025–41.
- [16] Vela-Martinez L, Jauregui-Correa J, Rubio-Cerda E, Herrera-Ruiz G, Lozano Guzman A. Analysis of compliance between the cutting tool and the workpiece on

- the stability of a turning process. International Journal of Machine Tools and Manufacture 2008;48:1054–62.
- [17] Parker EW. Dynamic stability of a cantilever boring bar with machined flats under regenerative cutting conditions. Journal of Mechanical Engineering Science 1970;12:104–15.
- [18]. Кудинов В.А. Влияние деформируемости системы станок-деталь-инструмент на производительность, точность и чистоту поверхности детали. – М.:1963, НТП «Машиностроение». -64с.
- [19]. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: «Высшая школа», 1973.- 184с.
- [20]. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління в металообробці. Навчальний посібник.-К.: ІЗМН, 1999. - 212с.
- [21]. Гнатейко Н.В. Исследование колебательного процесса станка при механической обработке.//Сб. «Перспективные технологии, оснастка и методология, подготовка производства». –К.:НТУУ «КПИ», 1997. с.61-64.
- [22]. Гнатейко Н.В., Румбешта В.А. Анализ динамической устойчивости обрабатывающей системы // Вибрация в технике и технологии. Винница.-1999, №12.с.28-30.
- [23]. Гнатейко Н.В., Румбешта В.А. Методика керування динамікою обробної механічної системи. // Наукові вісті. НТУУ «КПИ».-2003, №6.-с.55-58.
- [24]. Василенко Н.В. Автоколебания при резании материалов с учетом источника энергии. -К.: ДАН УССР, серия А, №1, 1967, с.47-49.
- [25]. Василенко Н.В. Теория колебаний. Учебное пособие. -К.:Вища школа, 1992. -430с.
- [26]. Румбешта В.А., Остафьев В.А., Кокаровцев В.В. Система контроля процесса обработки на станках с ЧПУ. // Вестник Киевского Политехнического института. Серия «Приборостроение». Выпуск 13.-К.:1989, с.67-69.
- [27]. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. –М: Машиностроение, 1978.-198с.